

«

»

“ ”

“ ”
_____ .

РАБОЧАЯ ПРОГРАММА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ
Проектирование специального технологического оборудования

: 15.04.05

-

:

: 2, : 3 4

		3	4
1	()	4	5
2		144	180
3	, .	46	50
4	, .	0	0
5	, .	18	10
6	, .	0	0
7	, .	14	6
8	, .	2	2
9	, .	26	38
10	, .	98	130
11	(, , ,)		
12			

(): 15.04.05

-

1485 21.11.2014 ., : 17.12.2014 .

: 1,

(): 15.04.05 -

, 5 20.06.2017

- , 5 21.06.2017

:

,

:

,

:

. . . .

9.	-	,	,	,	
Компетенция ФГОС: ПК.17 способность использовать научные результаты и известные научные методы и способы для решения новых научных и технических проблем, проблемно-ориентированные методы анализа, синтеза и оптимизации конструкторско-технологической подготовки машиностроительных производств, разрабатывать их алгоритмическое и программное обеспечение; <i>в части следующих результатов обучения:</i>					
1.		,	,	,	-
2.					,
Компетенция ФГОС: ПК.18 способность разрабатывать методики, рабочие планы и программы проведения научных исследований и перспективных технических разработок, готовить отдельные задания для исполнителей, научно-технические отчеты, обзоры и публикации по результатам выполненных исследований, управлять результатами научно-исследовательской деятельности и коммерциализации прав на объекты интеллектуальной собственности, осуществлять ее фиксацию и защиту, оформлять, представлять и докладывать результаты выполненной научно-исследовательской работы; <i>в части следующих результатов обучения:</i>					
2.					,
4.					
Компетенция ФГОС: ПК.2 способность участвовать в разработке проектов машиностроительных изделий и производств с учетом технологических, конструкторских, эксплуатационных, эстетических, экономических и управленческих параметров, разрабатывать обобщенные варианты решения проектных задач, анализировать и выбирать оптимальные решения, прогнозировать их последствия, планировать реализацию проектов, проводить патентные исследования, обеспечивающие чистоту и патентоспособность новых проектных решений и определять показатели технического уровня проектируемых процессов машиностроительных производств и изделий различного служебного назначения; <i>в части следующих результатов обучения:</i>					
2.					,
3.					,

2.

2.1

	(,	,	,)	
--	---	--	---	---	---	---	--

.1. 1		-
1.методы конструирования и расчета основных элементов механизмов станка, в том числе автоматизированные, а также оптимизации принятых решений.		;
.1. 3	(),
	,	,
2.методы конструирования и расчета основных элементов механизмов станка, в том числе автоматизированные, а также оптимизации принятых решений.		;
.2. 4		
		,

3.конструирования и расчета основных узлов и элементов технологического оборудования с применением ЭВМ на базе привлечения современного программного продукта.	;
.2. 3	
4.конструирования и расчета основных узлов и элементов технологического оборудования с применением ЭВМ на базе привлечения современного программного продукта.	;
.2. 1	
5.методы конструирования и расчета основных элементов механизмов станка, в том числе автоматизированные, а также оптимизации принятых решений.	;
.2. 2	
6.методических, нормативных и руководящих материалы, касающихся вопросов проектирования типовых узлов металлообрабатывающих станков.	;
7.методы конструирования и расчета основных элементов механизмов станка, в том числе автоматизированные, а также оптимизации принятых решений.	;
.2. 3	
8.методы конструирования и расчета основных элементов механизмов станка, в том числе автоматизированные, а также оптимизации принятых решений.	;
.2. 2	
9.конструирования и расчета основных узлов и элементов технологического оборудования с применением ЭВМ на базе привлечения современного программного продукта.	;
.2. 3	
10.конструирования и расчета основных узлов и элементов технологического оборудования с применением ЭВМ на базе привлечения современного программного продукта.	;
.3. 3	
11.разработки математических моделей поведения объектов проектирования в условиях изменения внешних факторов.	;
.10. 1	
12.проектировать сложные технические системы, в том числе с использованием современных компьютерных средств.	;
.11. 2	
13.современных конструкций металлообрабатывающих станков и основных тенденциях их совершенствования.	;
14.методических, нормативных и руководящих материалы, касающихся вопросов проектирования типовых узлов металлообрабатывающих станков.	;
15.методы конструирования и расчета основных элементов механизмов станка, в том числе автоматизированные, а также оптимизации принятых решений.	;
16.разработки математических моделей поведения объектов проектирования в условиях изменения внешних факторов.	;
.15. 8	

17.достижениях науки и техники, передовом отечественном и зарубежном опыте в области станкостроения.	
18.методы конструирования и расчета основных элементов механизмов станка, в том числе автоматизированные, а также оптимизации принятых решений.	
.15. 9 - , , ,	
19.показатели качества и критерии работоспособности основных подсистем и узлов станочных комплексов.	
.15. 13	
20.современных конструкциях металлообрабатывающих станков и основных тенденциях их совершенствования.	
21.достижениях науки и техники, передовом отечественном и зарубежном опыте в области станкостроения.	
.15. 14 , , -	
22.показатели качества и критерии работоспособности основных подсистем и узлов станочных комплексов.	
.15. 15 , (, , , , , , , , , , , , , , , , , , , - .)	
23.проектировать сложные технические системы, в том числе с использованием современных компьютерных средств.	
.15. 14 , , -	
24.конструирования и расчета основных узлов и элементов технологического оборудования с применением ЭВМ на базе привлечения современного программного продукта.	
.15. 13	
25.конструирования и расчета основных узлов и элементов технологического оборудования с применением ЭВМ на базе привлечения современного программного продукта.	
.17. 2 ,	
26.конструирования и расчета основных узлов и элементов технологического оборудования с применением ЭВМ на базе привлечения современного программного продукта.	
.17. 1 , , , - , , ,	
27.анализировать и оценивать качество конструкций узлов металлорежущих станков.	
28.анализировать и оценивать качество конструкций узлов металлорежущих станков.	

.18. 2 ,	
, ,	
29.методических, нормативных и руководящих материалы, касающихся вопросов проектирования типовых узлов металлообрабатывающих станков.	;
.18. 4	
30.разработки математических моделей поведения объектов проектирования в условиях изменения внешних факторов.	;

3.

3.1

		, .		
: 3				
:				
1.	2	2	1, 10, 15, 18, 2, 24, 25, 26, 3, 4, 5, 7, 8, 9	, .
2.	2	2	10, 16, 24, 25, 26, 27, 28, 3, 30, 9	
3.	2	2	1, 10, 15, 18, 24, 25, 26, 4, 5, 7, 8, 9	, .
4. ,	2	2	1, 10, 14, 15, 18, 2, 22, 24, 25, 26, 27, 4, 5, 7, 8, 9	, , .
:				

5.	1	2	1, 13, 14, 15, 17, 18, 2, 21, 29, 4, 5, 6, 7	， （ ）； . ： ， ， ， ， ， . ： . ： - ， . ， ， ， . . ， ， .
：				
6.	1	2	13, 19, 20, 22	（ ） .
7.	1	1	10, 12, 23, 24, 25, 26, 3, 4, 9	， . ， ， ， - . . . - . ， ； .

8.	1	1	1, 10, 15, 18, 2, 24, 25, 26, 3, 4, 5, 7, 8, 9	- ,
9.	1	1	12, 13, 17, 20, 21	, ,
:				
10.	1	1	12, 13, 17, 21, 22, 23, 27, 28	, () . (). .
:				
11.	0	1	1, 13, 15, 18, 2, 20, 21, 22, 29, 5, 7, 8	, , , .
12.	0	1	1, 10, 15, 2, 20, 24, 25, 26, 3, 4, 5, 7, 8, 9	, , .
: 4				
:				
13.	2	4	10, 11, 12, 16, 23, 24, 25, 26, 3, 30, 4, 9	, .

14.	2	2	10, 11, 12, 16, 23, 24, 25, 26, 3, 4, 9	,
:				
15.	2	4	1, 17, 19, 2, 21, 30, 4, 6, 7, 8	, , .

4.

: 3				
1		1, 12, 13, 15, 16, 18, 20, 22, 24, 27, 29, 3, 5, 6, 7, 9	78	16
<p>, ...</p> <p>,</p> <p>∴ . .</p> <p>[. - . -]: - / . . ;</p> <p>, [2017]. - : http://elibrary.nstu.ru/source?bib_id=vtls000234166.</p> <p>- . .</p> <p>[. - . -]: - / . . ;</p> <p>, [2017]. - : http://elibrary.nstu.ru/source?bib_id=vtls000234749.</p> <p>- . .</p> <p>: / . . - ; [∴ . .</p> <p>, . .]. - , 2016. - 19, [1] .. - :</p> <p>http://elibrary.nstu.ru/source?bib_id=vtls000234042</p>				
2		1, 12, 13, 15, 16, 17, 18, 20, 22, 23, 24, 27, 29, 3, 30, 5, 6, 7, 9	20	10
;				
<p>∴ . .</p> <p>[. - . -]: - / . . ;</p> <p>, [2017]. - : http://elibrary.nstu.ru/source?bib_id=vtls000234749.</p> <p>- . .</p>				
: 4				
1		11, 12, 14, 15, 16, 19, 2, 21, 22, 23, 26, 28, 29, 30, 4, 5, 6, 8	108	33

1		.2; .3; .1; .2; .10; .11; .15; .17; .18; .2;
<p>Формируемые умения: з13. знать проблемы проектирования и изготовления машиностроительных изделий; з14. знать структурный подход к проектированию, изготовлению, эксплуатации и переработки машиностроительных изделий - методы решения научных и технических проблем в машиностроении; з15. знать принципы оптимизации компоновки оборудования, его состава и параметров, в том числе и при специальных видах обработки (электромагнитной, электрохимической, магнитноимпульсной, магнитоабразивной, гидро- и пневмоударной, взрывной, лазерной, электроннолучевой, ультразвуковой, водоабразивной, плазменной и плазмохимической, поверхностно пластическом деформировании, поперечной и поперечно-клиновой прокаткой и др.); з3. знать вопросы научного открытия, патентной информации, авторских прав, лицензий; з3. знать методы компьютерного моделирования машиностроительных производств, математические и имитационные модели; з4. знать методы и средства научных исследований используемых в машиностроении и направленных на обеспечение выпуска изделий требуемого качества, заданного количества при наименьших затратах общественного труда; з8. знать методы конструирования, расчета, моделирования и оптимизации основных подсистем и узлов оборудования с компьютерным управлением; з9. знать технико-экономические показатели, критерии работоспособности, компоновки современного оборудования с компьютерным управлением, тенденции его развития; у1. навыками решения научных, технических, организационных и экономических проблем конструкторско-технологического обеспечения машиностроительных производств; у1. уметь выполнять сбор, обработку, анализ, систематизацию и обобщение научно-технической информации, зарубежного и отечественного опыта по направлению исследований, выбирать методы и средства решения практических задач; у1. уметь оценивать экономическую эффективность проводимых мероприятий в области конструкторско-технологического обеспечения машиностроительных производств; у1. уметь применять методы управления жизненным циклом машиностроительной продукции и ее качеством; у2. уметь использовать структурный подход к проектированию, изготовлению, эксплуатации и переработки машиностроительной продукции; у2. уметь конструировать основные детали, узлы и подсистемы оборудования с компьютерным управлением на современной элементной базе, разрабатывать их математические модели; у2. уметь применять методы компьютерного моделирования машиностроительных производств, математические и кинематические модели; у2. уметь проводить патентные исследования, обеспечивающие чистоту и патентоспособность новых проектных решений и определять показатели технического уровня проектируемых процессов, машиностроительных производств и изделий различного служебного назначения; у3. владение идеологией структурного подхода к проектированию, изготовлению, эксплуатации и переработке машиностроительной продукции; у3. уметь формулировать цели проекта (программы), задач при заданных критериях, целевых функциях, ограничениях, строить структуру их взаимосвязей, определять приоритеты решения задач; у4. уметь рассчитывать количественные показатели надежности технологических систем и их элементов</p>		
<p>Краткое описание применения: Обсуждение особенности конструирования и расчета основных элементов приводов технологического оборудования</p>		

6.

(), - 15- ECTS.

. 6.1.

1

6.1

: 3		
<i>Практические занятия:</i>	24	60
" ; , [2017]. - : http://elibrary.nstu.ru/source?bib_id=vtls000234749 . - "		
<i>Экзамен:</i>	26	40
" ; , [2017]. - : http://elibrary.nstu.ru/source?bib_id=vtls000234749 . - "		
: 4		
<i>Практические занятия:</i>	10	30
" ; , [2017]. - : http://elibrary.nstu.ru/source?bib_id=vtls000234749 . - "		
<i>Курсовой проект: Итого</i>	0	50
" ; , [2017]. - : http://elibrary.nstu.ru/source?bib_id=vtls000234749 . - "		
<i>Зачет:</i>	0	20
" ; , [2017]. - : http://elibrary.nstu.ru/source?bib_id=vtls000234749 . - "		

6.2

6.2

		/		
.2	1. , , -	+	+	+
.3	3. , , ,	+	+	+
.1	1. -	+	+	+
	3. (,), , , , ,	+	+	+
.2	3. ,	+	+	+

1. Бушуев В. В. Металлорежущие станки. В 2 т. Т. 1 : учебник / В. В. Бушуев. - М., 2011
 2. Бушуев В. В. Металлорежущие станки. В 2 т. Т. 2 : учебник / В. В. Бушуев. - М., 2011
 3. Бушуев В. В. Практика конструирования машин : справочник / В. В. Бушуев. - М., 2006. - 448 с. : ил., черт.
 4. Чесов Ю. С. Проектирование металлорежущего оборудования : учебное пособие для МТФ всех форм обучения / Ю. С. Чёсов, С. В. Птицын ; Новосиб. гос. техн. ун-т. - Новосибирск, 2005. - 102, [1] с. : ил., черт., табл.. - Режим доступа: <http://www.library.nstu.ru/fulltext/metodics/2005/checov.rar>
 5. Металлорежущие станки : учебник для вузов по направлению подготовки дипломированных специалистов - "Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств" / В. Д. Ефремов [и др.] ; под общ. ред. П. И. Ящерицына. - М., 2005. - 553 с. : ил., схемы
 6. Чесов Ю. С. Кинематический расчет привода главного движения металлорежущих станков : учебное пособие / Ю. С. Чёсов ; Новосиб. гос. техн. ун-т. - Новосибирск, 2013. - 79 с. : ил., табл.. - Режим доступа: http://elibrary.nstu.ru/source?bib_id=vtls000184533
 7. Гуртяков А.М. Расчет и проектирование металлорежущих станков [Электронный ресурс]: учебное пособие/ А.М. Гуртяков— Электрон. текстовые данные.— Томск: Томский политехнический университет, 2014.— 136 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/34708.html>.— ЭБС «IPRbooks»
 8. Синтез и анализ компоновок металлорежущих станков [Электронный ресурс]: методические указания к курсовому проектированию по дисциплинам «Металлорежущие станки» и «Проектирование станочного оборудования»/ — Электрон. текстовые данные.— Липецк: Липецкий государственный технический университет, ЭБС АСВ, 2012.— 22 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/17697.html>.— ЭБС «IPRbooks»
 9. Ванин В.А. Точность кинематических цепей металлорежущих станков [Электронный ресурс]: учебное пособие/ В.А. Ванин, А.Н. Колодин, В.Х. Фидаров— Электрон. текстовые данные.— Тамбов: Тамбовский государственный технический университет, ЭБС АСВ, 2012.— 189 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/64599.html>.— ЭБС «IPRbooks»
 10. Чёсов Ю.С. Кинематический расчет привода главного движения металлорежущих станков [Электронный ресурс]: учебное пособие/ Ю.С. Чёсов— Электрон. текстовые данные.— Новосибирск: Новосибирский государственный технический университет, 2013.— 80 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/45098.html>.— ЭБС «IPRbooks»
 11. Металлорежущие станки. Том 1 [Электронный ресурс]: учебник/ Т.М. Аврамова [и др.].— Электрон. текстовые данные.— М.: Машиностроение, 2012.— 608 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/18524.html>.— ЭБС «IPRbooks»
 12. Металлорежущие станки. Том 2 [Электронный ресурс]: учебник/ В.В. Бушуев [и др.].— Электрон. текстовые данные.— М.: Машиностроение, 2012.— 584 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/18525.html>.— ЭБС «IPRbooks»
 13. Васильков Д.В. Электромеханические приводы металлообрабатывающих станков. Расчет и конструирование [Электронный ресурс]: учебник/ Д.В. Васильков, В.Л. Вейц, А.Г. Схиртладзе— Электрон. текстовые данные.— СПб.: Политехника, 2016.— 760 с.— Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/59488.html>.— ЭБС «IPRbooks»
-
1. Чесов Ю. С. Качество технологического оборудования : учебное пособие для МТФ всех форм обучения / Ю. С. Чёсов, С. В. Птицын, В. В. Иванцовский. - Новосибирск, 1998. - 74 с. : ил.

2. Расчет и конструирование станков : Рабочая программа и метод. указания для МТФ спец. 120100, 120200 и 210200 всех форм обучения / Новосиб. гос. техн. ун-т; сост.: Чесов Ю. С., Птицын С. В. - Новосибирск, 2003
3. Пуш В. Э. Конструирование металлорежущих станков / В. Э. Пуш. - М., 1977. - 391, [1] с.
4. Чесов Ю. С. Энергетический баланс привода металлорежущего оборудования : Метод. указания к лаб. работе для ФАМ всех форм обучения / Сост. : Чесов Ю. С. , Птицын С. В. - Новосибирск, 1994. - 21 с. : ил.
5. Кочергин А. И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов : курсовое проектирование : учебное пособие для вузов / А. И. Кочергин. - Минск, 1991. - 381, [1] с. : ил.
6. Жесткость металлорежущего оборудования : Методические указания к лаб. работе для ФАМ всех форм обучения / Новосибирский гос. техн. ун-т; Сост. : Ю. С. Чесов и др. - Новосибирск, 1994. - 16 с.
7. Анализ и оценка качества конструкций технологического оборудования : методические указания к лабораторной работе для ФАМ всех форм обучения / Новосиб. гос. техн. ун-т ; [сост. : Ю. С. Чёсов, С. В. Птицын]. - Новосибирск, 1995. - 23 с. : табл.
8. Пуш А. В. Шпиндельные узлы : качество и надежность / А. В. Пуш. - М., 1992. - 287 с. : ил.
9. Автоматизированный расчет станочных приводов : учебное пособие для ФАМ всех форм обучения / С. В. Птицын, В. В. Иванцовский, В. П. Титоренко и др. ; Новосиб. гос. техн. ун-т. - Новосибирск, 1996. - 97 с. : ил.
10. Точность позиционирования исполнительных органов станков : методические указания к лаб. работе для ФАМ всех форм обучения / Новосиб. гос. техн. ун-т ; [сост. Ю. С. Чесов, С. В. Птицын]. - Новосибирск, 1995. - 21 с.
11. Геометрическая точность металлообрабатывающих станков : методические указания к лабораторной работе для МТФ специальностей 151001, 151002 и 220301 всех форм обучения / Новосиб. гос. техн. ун-т ; [сост.Ю. С. Чесов, С. В. Птицын]. - Новосибирск, 2006. - 18, [1] с. : ил.. - Режим доступа: http://www.library.nstu.ru/fulltext/metodics/2006/2006_3072.pdf
12. Автоматизированный привод металлообрабатывающего оборудования : справочно-методическое пособие для МТФ специальностей 120100, 120200 и 210200 всех форм обучения / Новосиб. гос. техн. ун-т ; [сост.: Ю. С. Чёсов, С. В. Птицын]. - Новосибирск, 2003. - 43 с. : ил., табл.

1. ЭБС НГТУ : <http://elibrary.nstu.ru/>
2. ЭБС «Издательство Лань» : <https://e.lanbook.com/>
3. ЭБС IPRbooks : <http://www.iprbookshop.ru/>
4. ЭБС "Znaniy.com" : <http://znaniy.com/>
5. :

8.

8.1

1. Организация самостоятельной работы студентов Новосибирского государственного технического университета : методическое руководство / Новосиб. гос. техн. ун-т ; [сост.: Ю. В. Никитин, Т. Ю. Сурнина]. - Новосибирск, 2016. - 19, [1] с. : табл.. - Режим доступа: http://elibrary.nstu.ru/source?bib_id=vtls000234042

2. Скиба В. Ю. Расчет и конструирование станочного оборудования [Электронный ресурс] : электронный учебно-методический комплекс / В. Ю. Скиба ; Новосиб. гос. техн. ун-т. - Новосибирск, [2017]. - Режим доступа: http://elibrary.nstu.ru/source?bib_id=vtls000234166. - Загл. с экрана.

3. Скиба В. Ю. Проектирование специального технологического оборудования [Электронный ресурс] : электронный учебно-методический комплекс / В. Ю. Скиба ; Новосиб. гос. техн. ун-т. - Новосибирск, [2017]. - Режим доступа: http://elibrary.nstu.ru/source?bib_id=vtls000234749. - Загл. с экрана.

8.2

1 Microsoft Office

2 MathCAD

3 APM WinMachine

4 Ansys Academic Research

9. -

1	6	,

1	BenQ W1200 DLP 1800 ANSI 1080P(.5, .250)	

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Новосибирский государственный технический университет»

Кафедра проектирования технологических машин

“УТВЕРЖДАЮ”
ДЕКАН МТФ
к.т.н., доцент В.В. Янпольский
“ ” _____ г.

ФОНД ОЦЕНОЧНЫХ СРЕДСТВ

УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ

Проектирование специального технологического оборудования

Образовательная программа: 15.04.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, магистерская программа: Проектирование технологических машин

1. Обобщенная структура фонда оценочных средств учебной дисциплины

Обобщенная структура фонда оценочных средств по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудования» приведена в Таблице.

Таблица

Формируемые компетенции	Показатели сформированности компетенций (знания, умения, навыки)	Темы	Этапы оценки компетенций	
			Мероприятия текущего контроля (курсовой проект, РГЗ(Р) и др.)	Промежуточная аттестация (экзамен, зачет)
ОК.2 готовность действовать в нестандартных ситуациях, нести социальную и этическую ответственность за принятые решения	у1. навыками решения научных, технических, организационных и экономических проблем конструкторско-технологического обеспечения машиностроительных производств	Расчёт валов, подшипников и ременных передач коробок скоростей Расчёт зубчатых передач приводов станков Расчётные нагрузки станков Системы смазывания Системы управления Тяговые устройства Шпиндельные узлы специального технологического оборудования	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)
ОК.3 готовность к саморазвитию, самореализации, использованию творческого потенциала	з3. знать вопросы научного открытия, патентной информации, авторских прав, лицензий	Расчёт главного исполнительного органа на точность и жесткость Типовые конструкции шпиндельных узлов и приводов главного движения и подач станков	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)
ОПК.1 способность формулировать цели и задачи исследования в области конструкторско-технологической подготовки машиностроительных производств, выявлять приоритеты решения задач, выбирать и создавать критерии оценки	у1. уметь оценивать экономическую эффективность проводимых мероприятий в области конструкторско-технологического обеспечения машиностроительных производств	Конструирование основных элементов коробки скоростей Расчёт валов, подшипников и ременных передач коробок скоростей Расчёт зубчатых передач приводов станков Расчётные нагрузки станков Системы смазывания Системы управления Тяговые устройства Шпиндельные узлы специального технологического оборудования	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)
ОПК.1	у3. уметь формулировать цели проекта (программы), задач при заданных критериях, целевых функциях, ограничениях, строить структуру их взаимосвязей, определять приоритеты решения задач	Конструирование основных элементов коробки скоростей Расчёт валов, подшипников и ременных передач коробок скоростей Расчётные нагрузки станков Системы смазывания Системы управления Тяговые устройства Шпиндельные узлы специального технологического оборудования	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)

ОПК.2 способность применять современные методы исследования, оценивать и представлять результаты выполненной работы	33. знать методы компьютерного моделирования машиностроительных производств, математические и имитационные модели	Конструирование основных элементов коробки скоростей Направляющие Расчёт валов, подшипников и ременных передач коробок скоростей Расчёт главного исполнительного органа на точность и жесткость Расчёт зубчатых передач приводов станков Расчётные нагрузки станков Системы управления Типовые конструкции шпиндельных узлов и приводов главного движения и подач станков Тяговые устройства Шпиндельные узлы специального технологического оборудования	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)
ОПК.2	34. знать методы и средства научных исследований используемых в машиностроении и направленных на обеспечение выпуска изделий требуемого качества, заданного количества при наименьших затратах общественного труда	Направляющие Особенности конструирования и расчета основных элементов привода специального технологического оборудования Расчёт главного исполнительного органа на точность и жесткость Расчётные нагрузки станков Системы управления Типовые конструкции шпиндельных узлов и приводов главного движения и подач станков Тяговые устройства	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)
ПК.10/ОУ способность участвовать в организации процесса разработки и производства машиностроительных изделий, производственных и технологических процессов, средств и систем машиностроительных производств различного назначения	у1. уметь применять методы управления жизненным циклом машиностроительной продукции и ее качеством	Направляющие Несущая система Расчёт главного исполнительного органа на точность и жесткость Типовые конструкции шпиндельных узлов и приводов главного движения и подач станков Устройства для микроперемещений рабочего органа	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)
ПК.11/ОУ способность организовывать работы по проектированию новых высокоэффективных машиностроительных производств и их элементов, модернизации и автоматизации действующих, по выбору технологий, инструментальных средств и средств вычислительной техники при реализации процессов	у2. уметь использовать структурный подход к проектированию, изготовлению, эксплуатации и переработки машиностроительной продукции	Несущая система Особенности конструирования и расчета основных элементов привода специального технологического оборудования Привод подач Расчёт валов, подшипников и ременных передач коробок скоростей Расчёт главного исполнительного органа на точность и жесткость Расчёт зубчатых передач приводов станков Расчётные нагрузки станков Системы смазывания Системы управления Типовые конструкции шпиндельных узлов и приводов главного движения и подач станков Тяговые устройства Устройства для микроперемещений рабочего органа Шпиндельные узлы специального технологического оборудования	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)

проектирования, изготовления, контроля, технического диагностирования и промышленных испытаний машиностроительных изделий, поиску оптимальных решений при их создании, разработке технологий машиностроительных производств, и элементов и систем технического и аппаратно-программного обеспечения с учетом требований качества, надежности, а также сроков исполнения, безопасности жизнедеятельности и требований экологии				
ПК.15/НИ способность осознавать основные проблемы своей предметной области, при решении которых возникает необходимость в сложных задачах выбора, требующих использования современных научных методов исследования, ориентироваться в постановке задач и определять пути поиска и средства их решения, применять знания о современных методах исследования, ставить и решать прикладные исследовательские задачи	38. знать методы конструирования, расчета, моделирования и оптимизации основных подсистем и узлов оборудования с компьютерным управлением	Конструирование основных элементов коробки скоростей Несущая система Расчёт валов, подшипников и ременных передач коробки скоростей Расчёт зубчатых передач приводов станков Расчётные нагрузки станков Системы смазывания Тяговые устройства Устройства для микроперемещений рабочего органа Шпиндельные узлы специального технологического оборудования	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)
ПК.15/НИ	39. знать технико-экономические показатели, критерии работоспособности, компоновки современного оборудования с компьютерным управлением,	Конструирование основных элементов коробки скоростей Привод подач	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)

	тенденции его развития			
ПК.15/НИ	з13. знать проблемы проектирования и изготовления машиностроительных изделий	Конструирование основных элементов коробки скоростей Направляющие Несущая система Особенности конструирования и расчета основных элементов привода специального технологического оборудования Привод подач Расчёт валов, подшипников и ременных передач коробок скоростей Расчёт главного исполнительного органа на точность и жесткость Расчёт зубчатых передач приводов станков Расчётные нагрузки станков Системы смазывания Системы управления Типовые конструкции шпиндельных узлов и приводов главного движения и подач станков Тяговые устройства Устройства для микроперемещений рабочего органа Шпиндельные узлы специального технологического оборудования	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)
ПК.15/НИ	з14. знать структурный подход к проектированию, изготовлению, эксплуатации и переработки машиностроительных изделий - методы решения научных и технических проблем в машиностроении	Направляющие Несущая система Особенности конструирования и расчета основных элементов привода специального технологического оборудования Привод подач Расчёт валов, подшипников и ременных передач коробок скоростей Расчёт главного исполнительного органа на точность и жесткость Расчёт зубчатых передач приводов станков Расчётные нагрузки станков Системы смазывания Системы управления Типовые конструкции шпиндельных узлов и приводов главного движения и подач станков Тяговые устройства	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)
ПК.15/НИ	з15. знать принципы оптимизации компоновки оборудования, его состава и параметров, в том числе и при специальных видах обработки (электромагнитной, электрохимической, магнитноимпульсной, магнитоабразивной, гидро- и пневмоударной, взрывной, лазерной, электроннолучевой, ультразвуковой, водоабразивной, плазменной и плазмохимической, поверхностно пластическом деформировании, поперечной и поперечно-клиновой прокаткой и др.)	Направляющие Несущая система Расчёт главного исполнительного органа на точность и жесткость Типовые конструкции шпиндельных узлов и приводов главного движения и подач станков	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)

ПК.17/НИ способность использовать научные результаты и известные научные методы и способы для решения новых научных и технических проблем, проблемно- ориентированные методы анализа, синтеза и оптимизации конструкторско- технологической подготовки машиностроительн ых производств, разрабатывать их алгоритмическое и программное обеспечение	у1. уметь выполнять сбор, обработку, анализ, систематизацию и обобщение научно- технической информации, зарубежного и отечественного опыта по направлению исследований, выбирать методы и средства решения практических задач	Несущая система Особенности конструирования и расчета основных элементов привода специального технологического оборудования Расчёт валов, подшипников и ременных передач коробок скоростей	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)
ПК.17/НИ	у2. уметь применять методы компьютерного моделирования машиностроительны х производств, математические и кинематические модели	Направляющие Особенности конструирования и расчета основных элементов привода специального технологического оборудования Расчёт валов, подшипников и ременных передач коробок скоростей Расчёт главного исполнительного органа на точность и жесткость Расчёт зубчатых передач приводов станков Расчётные нагрузки станков Системы управления Типовые конструкции шпиндельных узлов и приводов главного движения и подач станков Тяговые устройства	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)
ПК.18/НИ способность разрабатывать методики, рабочие планы и программы проведения научных исследований и перспективных технических разработок, готовить отдельные задания для исполнителей, научно-технические отчеты, обзоры и публикации по результатам выполненных исследований, управлять результатами научно- исследовательской деятельности и коммерциализации прав на объекты интеллектуальной собственности, осуществлять ее	у2. уметь проводить патентные исследования, обеспечивающие чистоту и патентоспособность новых проектных решений и определять показатели технического уровня проектируемых процессов, машиностроительны х производств и изделий различного служебного назначения	Системы смазывания Шпиндельные узлы специального технологического оборудования	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)

фиксацию и защиту, оформлять, представлять и докладывать результаты выполненной научно-исследовательской работы				
ПК.18/НИ	у4. уметь рассчитывать количественные показатели надежности технологических систем и их элементов	Конструирование основных элементов коробки скоростей Особенности конструирования и расчета основных элементов привода специального технологического оборудования Расчёт главного исполнительного органа на точность и жесткость	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)
ПК.2/ПК способность участвовать в разработке проектов машиностроительных изделий и производств с учетом технологических, конструкторских, эксплуатационных, эстетических, экономических и управленческих параметров, разрабатывать обобщенные варианты решения проектных задач, анализировать и выбирать оптимальные решения, прогнозировать их последствия, планировать реализацию проектов, проводить патентные исследования, обеспечивающие чистоту и патентоспособность новых проектных решений и определять показатели технического уровня проектируемых процессов машиностроительных производств и изделий различного служебного назначения	у2. уметь конструировать основные детали, узлы и подсистемы оборудования с компьютерным управлением на современной элементной базе, разрабатывать их математические модели	Конструирование основных элементов коробки скоростей Направляющие Особенности конструирования и расчета основных элементов привода специального технологического оборудования Расчёт валов, подшипников и ременных передач коробок скоростей Расчёт главного исполнительного органа на точность и жесткость Расчёт зубчатых передач приводов станков Расчётные нагрузки станков Системы смазывания Системы управления Типовые конструкции шпиндельных узлов и приводов главного движения и подач станков Тяговые устройства Шпиндельные узлы специального технологического оборудования	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)

ПК.2/ПК	у3. владение идеологией структурного подхода к проектированию, изготовлению, эксплуатации и переработке машиностроительной продукции	Конструирование основных элементов коробки скоростей Направляющие Особенности конструирования и расчета основных элементов привода специального технологического оборудования Расчёт валов, подшипников и ременных передач коробок скоростей Расчёт главного исполнительного органа на точность и жесткость Расчёт зубчатых передач приводов станков Расчётные нагрузки станков Системы смазывания Системы управления Типовые конструкции шпиндельных узлов и приводов главного движения и подач станков Тяговые устройства	Курсовой проект	Экзамен (3 семестр), Зачет (4 семестр)
---------	--	---	-----------------	--

2. Методика оценки этапов формирования компетенций в рамках дисциплины.

Промежуточная аттестация по дисциплине проводится в 3 семестре - в форме экзамена, в 4 семестре – в форме зачета, который направлен на оценку сформированности компетенций ОК.2, ОК.3, ОПК.1, ОПК.2, ПК.10/ОУ, ПК.11/ОУ, ПК.15/НИ, ПК.17/НИ, ПК.18/НИ, ПК.2/ПК.

Экзамен (1 семестр) проводится в устной и письменной форме, по билетам. На экзамене студенту выдается билет, содержащий два вопроса. Распределение дидактических единиц по проверяемым компетенциям указано в таблице «Обобщенная структура фонда оценочных средств учебной дисциплины». Требования к допуску студентов к сдаче экзамена, состав билета и критерии оценки на экзамене приведены в паспорте экзамена.

Зачет (2 семестр) проводится в устной и письменной форме, по билетам. На зачете студенту выдается билет, включающий 2 вопроса. Распределение дидактических единиц по проверяемым компетенциям указано в таблице «Обобщенная структура фонда оценочных средств учебной дисциплины». Требования к допуску студентов к сдаче зачета, состав билета и критерии оценки на зачете приведены в паспорте зачета. Кроме того, сформированность компетенций проверяется при проведении мероприятий текущего контроля, указанных в таблице раздела 1.

В 4 семестре обязательным этапом текущей аттестации является курсовой проект. Требования к выполнению курсового проекта, состав и правила оценки сформулированы в паспорте курсового проекта.

Общие правила выставления оценки по дисциплине определяются балльно-рейтинговой системой, приведенной в рабочей программе учебной дисциплины.

На основании приведенных далее критериев можно сделать общий вывод о сформированности компетенций ОК.2, ОК.3, ОПК.1, ОПК.2, ПК.10/ОУ, ПК.11/ОУ, ПК.15/НИ, ПК.17/НИ, ПК.18/НИ, ПК.2/ПК, за которые отвечает дисциплина, на разных уровнях.

Общая характеристика уровней освоения компетенций.

Ниже порогового. Уровень выполнения работ не отвечает большинству основных требований, теоретическое содержание курса освоено частично, пробелы могут носить существенный характер, необходимые практические навыки работы с освоенным материалом сформированы не достаточно, большинство предусмотренных программой обучения учебных заданий не выполнены или выполнены с существенными ошибками.

Пороговый. Уровень выполнения работ отвечает большинству основных требований, теоретическое содержание курса освоено частично, но пробелы не носят существенного характера, необходимые практические навыки работы с освоенным материалом в основном сформированы, большинство предусмотренных программой обучения учебных заданий выполнено, некоторые виды заданий выполнены с ошибками.

Базовый. Уровень выполнения работ отвечает всем основным требованиям, теоретическое

содержание курса освоено полностью, без пробелов, некоторые практические навыки работы с освоенным материалом сформированы недостаточно, все предусмотренные программой обучения учебные задания выполнены, качество выполнения ни одного из них не оценено минимальным числом баллов, некоторые из выполненных заданий, возможно, содержат ошибки.

Продвинутый. Уровень выполнения работ отвечает всем требованиям, теоретическое содержание курса освоено полностью, без пробелов, необходимые практические навыки работы с освоенным материалом сформированы, все предусмотренные программой обучения учебные задания выполнены, качество их выполнения оценено числом баллов, близким к максимальному.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Новосибирский государственный технический университет»
Кафедра проектирования технологических машин

Паспорт экзамена

по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудования», 3
семестр

1. Методика оценки

Студент допускается к сдаче экзамена при условии, что он выполнил и защитил все практические работы и набрал не менее 24 баллов.

На экзамене студенту выдается билет, включающий 2 вопроса (рис. 1), включающий 2 теоретических вопроса и 2 практических задания. Распределение дидактических единиц по проверяемым компетенциям указано в таблице «Обобщенная структура фонда оценочных средств учебной дисциплины».

Выставление оценок на экзамене осуществляется на основе выполнения и защиты двух теоретических вопросов и двух практических заданий. Экзамен считается сданным, если ответы даны на все 4 вопроса при этом рейтинг студента по итоговой аттестации составляет не менее 26 баллов.

Оценивание ответов на вопросы осуществляется в соответствии с уровнем знаний: "удовлетворительно" – 6,5-7,5 баллов; "хорошо" – 8-9 баллов; "отлично" – 9,5-10 баллов. Всего за четыре вопроса студент может получить максимум 40 баллов.

Форма билета для экзамена

НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
Факультет МТФ

Билет № 1

к экзамену по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудования»

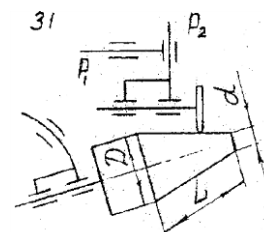
1. Теоретическая часть:

1.1 Показатели качества, характеризующие производительность станков. Факторы, влияющие на производительность.

1.2 Классификация направляющих качения по характеру движения тел качения, достоинства и недостатки.

2. Практическая часть:

2.1 Построить структурную схему по выданному варианту компоновочной схемы станка



2.2 Построить вариант картины частот вращения привода с плавным регулированием скорости на базе электродвигателя для структурной формулы $Z = 2(1 \cdot 1 + 1 \cdot 1)$ и $n_{\text{Дmax}} = n_{\text{max}}$.

Утверждаю: зав. кафедрой _____ должность, ФИО
(подпись)

(дата)

2. Критерии оценки

Защита считается неудовлетворительной, если студент не освоил теоретический материал и не смог обобщить теоретический и практический материал; оценка составляет менее 26 баллов.

*Защита считается состоявшейся на **пороговом уровне***, если студент освоил теоретический материал, но не смог обобщить теоретический и практический материал; оценка составляет 26-30 баллов.

*Защита считается состоявшейся на **базовом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, допустил несколько ошибок при защите, привёл не достаточно чёткую аргументацию своей точки зрения при ответе на вопросы, оценка составляет 31-36 баллов.

*Защита считается состоявшейся на **продвинутом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, привёл достаточно чёткую аргументацию своей точки зрения по всем вопросам, оценка составляет 37-40 баллов.

3. Шкала оценки

Если студент в семестре работал не систематически, в результате чего не набрал требуемое количество баллов, то ему выдается дополнительное задание, тематика и объем которого определяются преподавателем.

Если в результате сдачи экзамена студент не набирает 26 баллов или с учетом сдачи экзамена его суммарный рейтинг (**ОЦЕНКА НА ЭКЗАМЕНЕ** + оценка за выполнение практических работ) не превышает 49 баллов, ему выставляется оценка "неудовлетворительно" (FX) с возможностью пересдачи.

При пересдаче экзамена студент имеет возможность получить оценку не выше E ("удовлетворительно").

Студент имеет возможность получить дополнительно до 20 баллов при выполнении работ, не предусмотренных основной программой освоения курса. Данные виды работ согласуются с преподавателем. Одним из вариантов дополнительной работы может быть выполнение расчётно-графической работы по заданной преподавателем тематике.

В общей оценке по дисциплине экзаменационные баллы учитываются в соответствии с правилами балльно-рейтинговой системы, приведенными в рабочей программе дисциплины.

Итоговая оценка по дисциплине выставляется согласно таблице.

Таблица

98-100	93-97	90-92	87-89	83-86	80-82	77-79	73-76	70-72	67-69	63-66	60-62	50-59	25-49	0-24
A+	A	A-	B+	B	B-	C+	C	C-	D+	D	D-	E	FX	F
отлично				хорошо				удовлетворительно				неудовлетворительно		
зачтено												не зачтено		

4. Вопросы к экзамену по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудования»

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

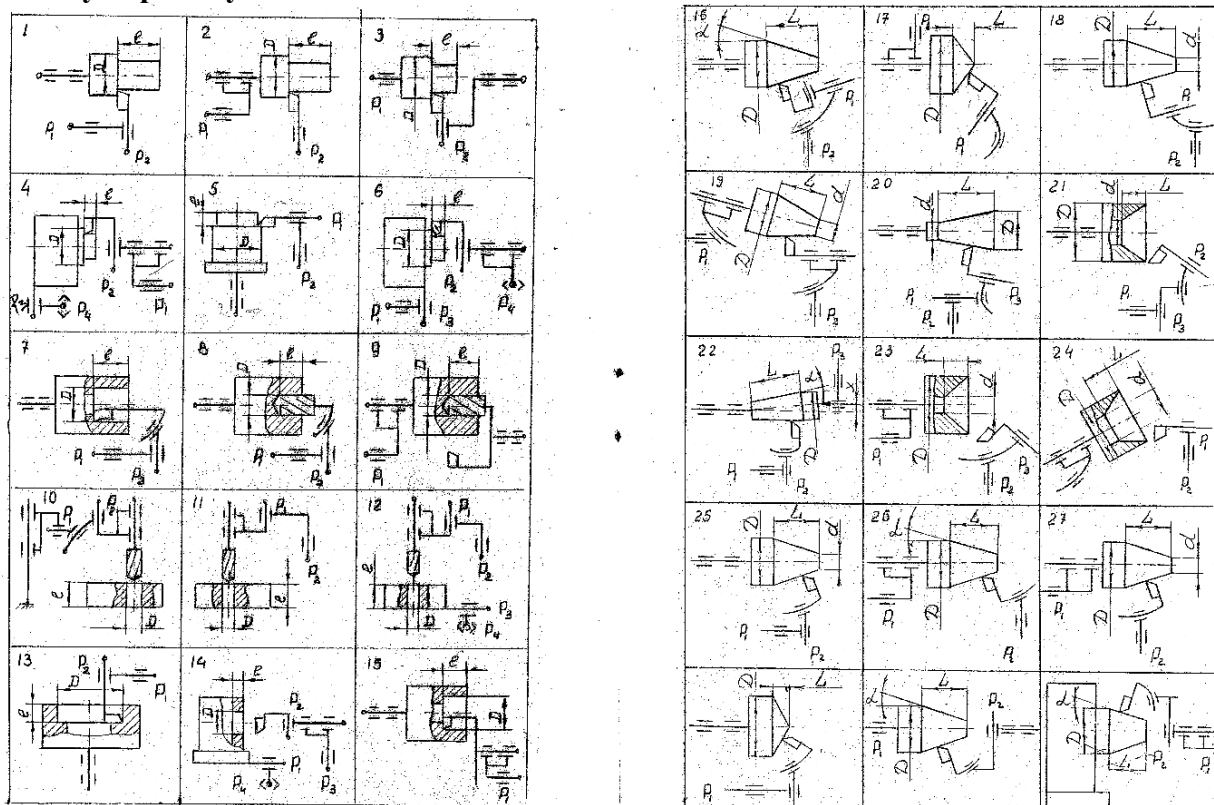
1. Основные показатели качества металлообрабатывающего оборудования.
2. Показатели качества, характеризующие производительность станков. Факторы, влияющие на производительность.
3. Показатели качества, характеризующие надежность станков.
4. Показатели качества, характеризующие безотказность и долговечность станков. Основные пути повышения надежности.

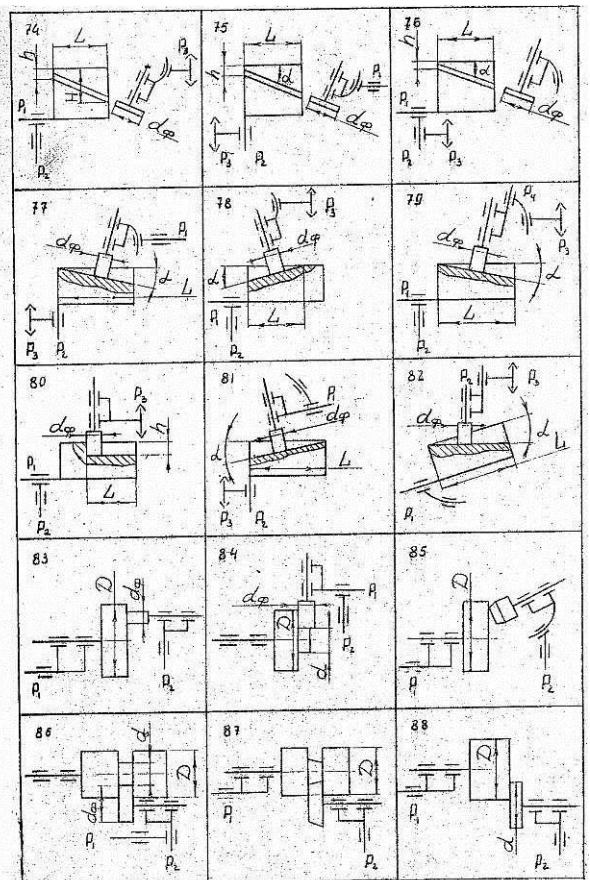
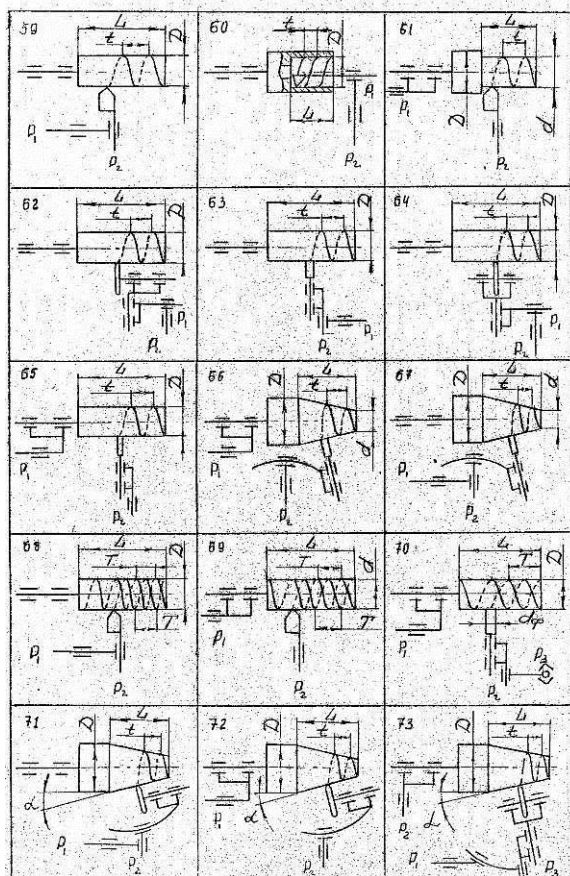
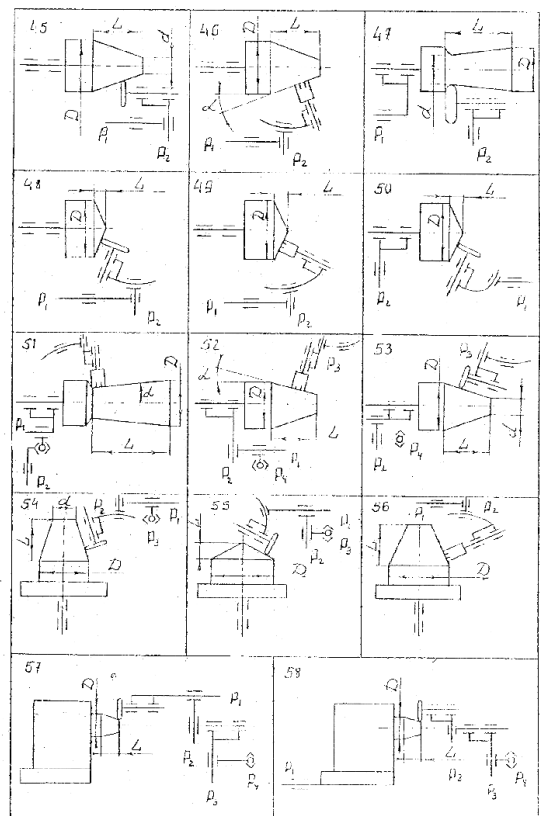
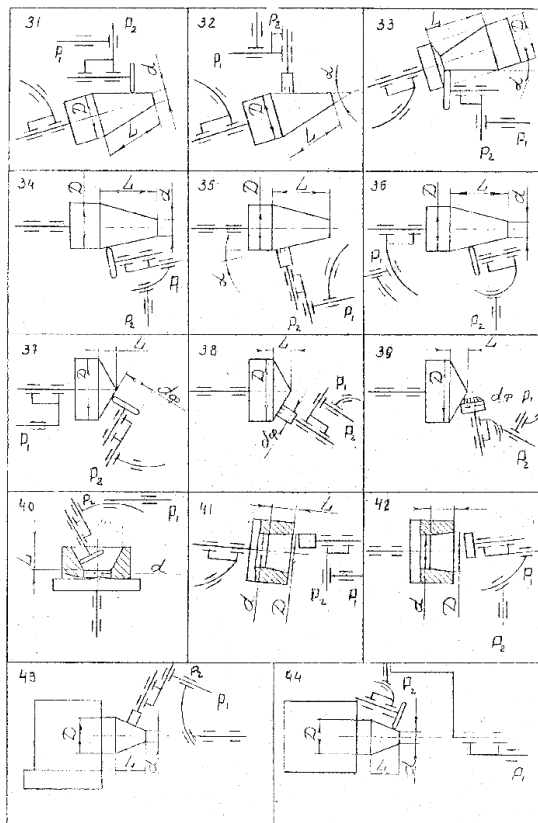
5. Факторы, влияющие на температурные деформации шпиндельных узлов (ШУ). Основные пути повышения теплостойкости ШУ.
6. Энергетический баланс привода главного движения (ПГД) станков.
7. Причины возникновения геометрических погрешностей станков и пути их уменьшения.
8. Причины возникновения кинематических погрешностей и пути их снижения.
9. Жесткость станочных систем и пути ее повышения.
10. Структура КПД привода главного движения станков и пути его повышения.
11. Показатели качества, характеризующие гибкость станочных систем.
12. Факторы, определяющие виброустойчивость ШУ, и пути повышения устойчивости ШУ к внешним воздействиям.
13. Пути повышения технологичности конструкций.
14. Структура погрешностей (ошибок) станочного оборудования и причины их появления.
15. Суть графоаналитического метода расчета передаточных отношений передач привода на примере нормальной множительной структуры.
16. Требования, предъявляемые к шпиндельным узлам (ШУ).
17. Материалы, методы и способы упрочнения ШУ.
18. Способы смазывания опор ШУ и валов. Критерии применения.
19. Выборка зазоров и создание натяга в опорах ШУ. Общие положения.
20. Конструктивные варианты выборки зазоров и создания натяга в опорах ШУ.
21. Область применения и принцип работы гидростатических опор (на примере радиальных опор), достоинства и недостатки.
22. Область применения и принцип работы упорных гидростатических подшипников, достоинства и недостатки.
23. Факторы, определяющие несущую способность и жесткость гидростатических опор.
24. Область применения и принцип работы гидродинамических подшипников, достоинства и недостатки.
25. Факторы, определяющие несущую способность и жесткость гидродинамических опор.
26. Область применения и принцип работы аэростатических опор. Факторы, определяющие несущую способность и жесткость опор.
27. Достоинства и недостатки активных магнитных опор, область применения.
28. Методики расчёта радиальной и осевой точности вращения ШУ.
29. Методики расчёта радиальной и осевой жесткости ШУ.
30. Специфика расчёта и конструирования зубчатых колес, валов и опор в станкостроении.
31. Структуры привода подач.
32. Геометрическая форма направляющих скольжения, достоинства и недостатки.
33. Материал направляющих смешанного трения.
34. Защитные устройства направляющих смешанного трения.
35. Сущность методики расчёта направляющих смешанного трения на износостойкость.
36. Сущность методики расчёта направляющих смешанного трения на жесткость.
37. Дать сравнительную оценку направляющим скольжения и качения.
38. Классификация направляющих качения по характеру движения тел качения, достоинства и недостатки.
39. Способы создания натяга в направляющих качения.
40. Материал направляющих качения. Устройства защиты и смазывания.
41. Методика расчёта направляющих качения на контактную прочность.
42. Методика расчёта направляющих качения на жесткость.
43. Конструктивные особенности комбинированных направляющих. Область применения.
44. Область применения и принцип действия гидродинамических направляющих. Факторы, определяющие несущую способность направляющих.
45. Область применения и принцип действия гидростатических направляющих. Факторы, определяющие жесткость направляющих.
46. Геометрическая форма направляющих кругового движения. Достоинства и недостатки.

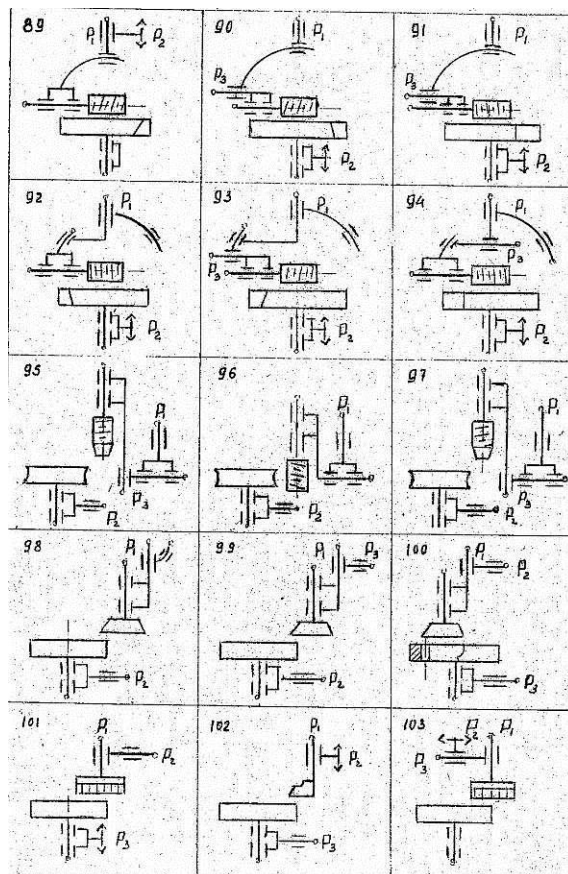
47. Требования, предъявляемые к тяговым устройствам привода подач.
48. Достоинства и недостатки передачи винт-гайка скольжения.
49. Способы регулировки передачи винт-гайка скольжения.
50. Характерные особенности передачи винт-гайка качения.
51. Способы решения проблемы фрикционных автоколебаний в приводе подач.
52. Термодинамический привод.
53. Магнитострикционный привод.
54. Упруго-силовой привод.
55. Способы смазывания зубчатых передач и муфт. Достоинства и недостатки.
56. Методика расчета и подбор аппаратуры системы смазывания привода главного движения.
57. Конструктивные особенности систем с ручным управлением. Достоинства и недостатки.
58. Конструктивные особенности систем управления на базе электромагнитных и гидравлических фрикционных муфт. Достоинства и недостатки.
59. Специфика проектирования корпусов коробок скоростей и подач.
60. Требования, предъявляемые к элементам несущей системы станка, их конструктивные формы и материалы.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

1. Вопросы первого практического задания заключается в построении структурной схемы по выданному варианту компоновочной схемы станка:







2. Вопросы второго практического задания:

2.1 Типовой вариант картины частот вращения привода с $\varphi_1 = 1,26$ и $\varphi_2 = 1,58$ на базе структурной формулы $Z = 1 \cdot 2_1 2_2 2_3$ при условии, что $Z_2 = 4$.

2.2 Построить картину частот вращения привода с $Z = 3_3 2_1 2_2$ и $\varphi = 1,26$, полагая, что максимальная частота вращения привода сопоставима с частотой вращения электродвигателя.

2.3 Построить картину частот вращения привода со структурной формулой $Z = 1 \cdot 4_2 2_1$ и $\varphi = 1,41$ при условии, что максимальная частота вращения привода равна частоте вращения электродвигателя.

2.4 Построить картину частот вращения привода с $Z = 2_2 2_1 2_3$ и $\varphi = 1,41$, полагая, что максимальная частота вращения привода сопоставима с частотой вращения электродвигателя.

2.5 Построить картину частот вращения привода с числом ступеней скорости $Z = 11$ и $\varphi = 1,41$ при условии, что максимальная частота вращения привода равна частоте вращения электродвигателя.

2.6 Построить картину частот вращения привода с числом ступеней скорости $Z = 12$ и $\varphi = 1,26$ при условии, что максимальная частота вращения привода равна частоте вращения электродвигателя.

2.7 Построить картину частот вращения привода с числом ступеней скорости $Z = 7$ и $\varphi = 1,41$ при условии, что максимальная частота вращения привода равна частоте вращения электродвигателя.

2.8 Построить вариант картины частот вращения привода для структурной формулы $Z = 2_1 \cdot 2_2 (1 + 1 \cdot 1)$, считая, что частота вращения двигателя несколько выше максимальной частоте вращения привода.

2.9 Построить вариант картины частот вращения привода для структурной формулы $Z = 2_1 (1 + 2_2 \cdot 1 \cdot 1)$, считая, что частота вращения двигателя несколько выше максимальной частоте вращения привода.

2.10 Построить картину частот вращения привода с числом ступеней скорости $Z = 10$ и $\varphi = 1,41$ при условии, что максимальная частота вращения привода равна частоте вращения электродвигателя.

2.11 Построить вариант картины частот вращения привода с двухскоростным электродвигателем на базе структурной формулы, обеспечивающей $Z = 8$ при $\varphi = 1,41$, считая, что максимальная частота вращения привода сопоставима с частотой вращения электродвигателя.

2.12 Построить вариант картины частот вращения привода для структурной формулы $Z = 2_1 (1 + 1 \cdot 1 \cdot 2_2)$, считая, что частота вращения двигателя несколько выше максимальной частоте вращения привода.

2.13 Построить картину частот вращения привода с $Z = 2_3 2_1 2_2$ и $\varphi = 1,26$, полагая, что максимальная частота вращения привода сопоставима с частотой вращения электродвигателя.

2.14 Построить вариант картины частот вращения привода с плавным регулированием скорости на базе электродвигателя для структурной формулы $Z = 2(1 \cdot 1 + 1 \cdot 1)$ и $n_{\text{дmax}} = n_{\text{max}}$.

2.15 Построить вариант картины частот вращения привода с плавным регулированием скорости на базе вариатора при $Z = 4$ и $n_{\text{д}} < n_{\text{max}}$.

2.16 Построить вариант картины частот вращения привода с плавным регулированием скорости на базе электродвигателя для структурной формулы $Z = (1 + 1 \cdot 1)$, считая, что частота вращения двигателя несколько выше максимальной частоте вращения привода.

2.17 Построить вариант картины частот вращения привода с плавным регулированием скорости на базе электродвигателя для структурной формулы $Z = (1 + 1 \cdot 2)$, считая, что частота вращения двигателя равна максимальной частоте вращения привода.

2.18 Построить вариант картины частот вращения привода с плавным регулированием скорости на базе электродвигателя для структурной формулы $Z = 1(1 + 1 \cdot 1)$, считая, что частота вращения двигателя несколько выше максимальной частоте вращения привода.

Паспорт заданий для выполнения практических работ
по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудования», 3 семестр

1. Методика оценки

Для защиты практических работ студентам предлагается выполнить следующий типовой набор заданий: Практическая работа № 1: «Расчётные нагрузки станков. Особенности конструирования и расчета основных элементов привода специального технологического оборудования»; Практическая работа № 2: «Расчёт зубчатых передач приводов станков»; Практические работы № 3: «Расчёт валов, подшипников и ременных передач коробок скоростей»; Практическая работа № 4 «Шпиндельные узлы специального технологического оборудования. Привод подачи специального технологического оборудования»; Практическая работа № 5 «Несущая система»; Практическая работа № 6 «Вспомогательные системы специального технологического оборудования: системы смазывания, системы управления». Распределение заданий практических занятий по проверяемым компетенциям указано в таблице «Обобщенная структура фонда оценочных средств учебной дисциплины».

Выставление оценок на практическом занятии осуществляется на основе выполнения и защиты одного типового задания (см. выше). Защита практической работы в соответствии с уровнем знаний: "удовлетворительно" – 4-5 баллов; "хорошо" – 6-8 балла; "отлично" – 9-10 баллов. Максимальное количество баллов, которые можно заработать за выполнение и защиту трех практических работ составляет 60 баллов.

2. Критерии оценки

*Работа считается **не выполненной***, если студент не освоил практический и теоретический материалы; оценка составляет менее 4 баллов.

*Работа считается выполненной на **пороговом уровне***, если студент освоил практический материал, но не смог обобщить теоретический материал; оценка составляет 4-5 баллов.

*Работа считается выполненной на **базовом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, допустил несколько ошибок при определении параметров математической модели, привёл не достаточно чёткую аргументацию своих действий и выводов, оценка составляет 6-8 баллов.

*Работа считается выполненной на **продвинутом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, привёл достаточно чёткую аргументацию своих действий при построении математической модели, оценка составляет 9-10 баллов.

3. Шкала оценки

В общей оценке по дисциплине баллы за практические занятия учитываются в соответствии с правилами балльно-рейтинговой системы, приведенными в рабочей программе дисциплины.

Если в результате сдачи экзамена студент не набирает 26 баллов или с учетом сдачи экзамена его суммарный рейтинг (оценка на экзамене + **ОЦЕНКА ЗА ВЫПОЛНЕНИЕ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ**) не превышает 49 баллов, ему выставляется оценка "неудовлетворительно" (FX) с возможностью пересдачи.

При пересдаче экзамена студент имеет возможность получить оценку не выше Е ("удовлетворительно").

Студент имеет возможность получить дополнительно до 20 баллов при выполнении работ, не предусмотренных основной программой освоения курса. Данные виды работ согласуются с преподавателем. Одним из вариантов дополнительной работы может быть выполнение расчётно-графической работы по заданной преподавателем тематике.

Итоговая оценка по дисциплине выставляется согласно таблице

Таблица

98-100	93-97	90-92	87-89	83-86	80-82	77-79	73-76	70-72	67-69	63-66	60-62	50-59	25-49	0-24
A+	A	A-	B+	B	B-	C+	C	C-	D+	D	D-	E	FX	F
отлично				хорошо				удовлетворительно					неудовлетворительно	
зачтено													не зачтено	

4. Перечень практических работ

Практическая работа № 1 «Расчётные нагрузки станков. Особенности конструирования и расчета основных элементов привода специального технологического оборудования».

Задание:

Студенты выполняют групповые задания по построению проектов в программных комплексах *APM WinMachine* и *Ansys*, а также разработанной на кафедре программе *RNAG*. На первом практическом занятии выдается комплект исходных данных: 1) Нагрузочные характеристики привода главного движения станка (табл. 1-6).

Вариант задания формируется на основе цифрового трехразрядного кода, устанавливаемого руководителем курсового проектирования. В частности, при шифре 754 необходимо выписать данные седьмой колонки табл. 1 (или 4), а из табл. 2 (или 5) и табл. 3 (или 6) – соответственно пятого и четвертого столбцов.

Кратко прокомментируем принятые в заданиях условные обозначения

Табл. 1 и 4 содержат информацию о типоразмере и классе точности станка, варианте компоновки привода главного движения, а также о значении одной из эксплуатационных характеристик последнего – эффективной (номинальной) мощности на шпинделе. Заданием предусмотрено проектирование унифицированного привода с главным вращательным движением рабочего органа для двух наиболее распространенных типов металлообрабатывающего оборудования: токарного – Т и фрезерного – Ф. Основным размерным параметром для токарных станков является максимальный диаметр обрабатываемой детали над станиной, а для фрезерных – ширина стола. С учетом функционального назначения и компоновки привода, которая определяет расположение направляющих элементов несущей системы металлорежущего оборудования или положение оси шпинделя в пространстве, универсальные токарные станки подразделяются на патронные – ТП и центровые – ТЦ. Соответственно для многоцелевых токарных станков с ЧПУ, а также фрезерного оборудования предусмотрено наклонное – ТН, вертикальное – ТВ и ВФ и горизонтальное – ГФ исполнение привода. В общем случае проектированию подлежат приводы станков трех классов точности: нормального – Н, повышенного – П и высокого – В.

Т а б л и ц а 1

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тип станка	ТП	ВФ	ТЦ	ГФ	ТП	ВФ	ТЦ	ГФ	ТП	ВФ
Основной параметр станка, мм	160	320	200	400	250	160	400	200	320	250
Эффективная мощность на шпинделе, кВт	1,8	6,0	2,4	8,8	3,2	2,4	6,0	3,2	4,6	4,2
Класс точности станка	В	П	П	Н	В	П	П	Н	Н	В

Т а б л и ц а 2

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальная частота вращения, 10^3 мин^{-1}	4,0	2,5	2,5	4,0	2,8	1,4	2,0	1,6	3,2	2,0
Общий диапазон регулирования скорости	16	25	12,5	14	45	11,2	22,4	10	20	31,5
Диапазон регулирования скорости с $N=\text{const}$	5,6	16	5	10	22,4	4	11,2	6,3	8	12,5
Допустимая потеря скорости резания, %	30	40	20	40	50*	30	30	40	40*	20

Т а б л и ц а 3

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Система управления приводом	Д	Р	Д	Р	Д	Р	Д	Р	Р	Д
Технический ресурс привода, 10^3 ч	20	14	11,2	10	16	17,5	12	18	12,5	15
Режим нагружения привода $\bar{N}/N_{\text{ном}}$	Л	Т	С	Л	Т	С	С	Т	С	Л
Система смазывания привода	Ц	И	Ц	И	Ц	И	Ц	И	И	Ц

Т а б л и ц а 4

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тип станка	ТН	ВФ	ТН	ГФ	ТВ	ВФ	ТВ	ГФ	ТН	ВФ
Основной параметр станка, мм	500	320	400	250	500	400	400	200	320	250
Эффективная мощность на шпинделе, кВт	14	8	3	12	6	16	10	4	6,8	5
Класс точности станка	П	В	В	П	В	П	П	В	В	П

Т а б л и ц а 5

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальная частота вращения, 10^3 мин^{-1}	5,0	2,8	4,5	3,2	2,0	5,6	2,5	6,0	4,0	3,6
Общий диапазон регулирования скорости	110	65	80	100	85	90	75	60	120	70
Диапазон регулирования скорости с $N=\text{const}$	40	12,5	24	28	20	32	10	8	36	16
Вид электропривода	П	А	А	П	А	П	П	А	А	П

Т а б л и ц а 6

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Система управления приводом	Г	Э	Э	Г	Э	Г	Э	Г	Г	Э
Технический ресурс привода, 10^3 ч	20	14	11,2	10	16	17,5	12	18	12,5	15
Режим нагружения привода $\bar{N}/N_{\text{ном}}$	Л	Т	С	Л	Т	С	С	Т	С	Л

Оставшиеся таблицы включают сведения о скоростных возможностях, режиме работы привода и особенностях конструктивного исполнения его отдельных систем.

Общий диапазон регулирования отражает отношение максимальной частоты вращения шпинделя к минимальной. Диапазон регулирования с постоянной мощностью позволяет найти значение так называемой

расчетной частоты вращения привода. Допустимая потеря скорости резания предопределяет величину знаменателя ϕ геометрического ряда частот вращения привода с дискретным регулированием, причем значение потери скорости, отмеченное звездочкой, присуще большему ϕ (структура привода с двумя знаменателями ряда). Для станков с плавным регулированием его величина, как известно, равна нулю. Поэтому для станков с ЧПУ вместо этого параметра в качестве исходного данного введено другое требование: вид электропривода (табл. 5). В этих станках бесступенчатое изменение частоты вращения шпинделя можно обеспечить путем применения электродвигателя либо постоянного тока – П, либо асинхронного с частотным регулированием – А.

Приводам станков общего назначения присущи два типа систем управления: ручной – Р и дистанционный – Д. Последняя, как и в станках с ЧПУ, конструктивно может быть выполнена на базе электрической – Э или гидравлической – Г энергий. Режим нагружения (легкий – Л, средний – С, тяжелый – Т) отражает отношение средней мощности, реализуемой в процессе эксплуатации станка, к номинальной мощности привода. Станки с универсальным характером выполняемых технологических операций оснащаются (табл. 3) двумя типами систем смазывания привода: индивидуальной – И или централизованной – Ц. Все другие решения, выходящие за рамки технического задания, принимаются студентами самостоятельно, но наиболее принципиальные вопросы необходимо в обязательном порядке согласовать с руководителем курсового проектирования.

Практическая работа № 2 «Расчёт зубчатых передач приводов станков»

Задание:

Студенты выполняют групповые задания по построению проектов в программных комплексах *APM WinMachine* и *ANSYS* для: 1) проектировочного расчета зубчатой цилиндрической прямозубой (косозубой) передачи внешнего зацепления; 2) проектировочного расчета зубчатой конической ортогональной передачи с прямыми (круговыми) зубьями; 3) проектировочного расчета червячной передачи; 4) проектировочного расчета клиноременной передачи; 4) проектировочного расчета цепной передачи.

Практическая работа № 3 «Расчёт валов, подшипников и ременных передач коробок скоростей»

Задание:

Студенты выполняют групповые задания по построению проектов в программных комплексах *APM WinMachine* и *Ansys* для расчета: 1) вала на усталостную прочность; 2) расчета радиального подшипника скольжения, работающего в режиме жидкостного трения; 3) подшипников качения; 4) упругих элементов машин: проектировочный расчет пружины сжатия круглого поперечного сечения; проверочный расчет пружины сжатия круглого поперечного сечения; проектировочный расчет пружины сжатия квадратного поперечного сечения; проектировочный расчет пружины растяжения круглого поперечного сечения; проектировочный расчет пружины кручения круглого поперечного сечения.

Практическая работа № 4 «Шпиндельные узлы специального технологического оборудования. Привод подач специального технологического оборудования»

Задание:

Студенты выполняют групповые задания по построению проектов в программных комплексах *APM WinMachine* и *Ansys*. Изучают требования, предъявляемые к шпиндельным узлам (ШУ); материалы и алгоритм проектирования. Конструкции ШУ: опоры, способы смазывания, конфигурации передних концов, тип приводного элемента, конструктивные схемы, главные размеры. Опоры качения: способы выборки зазоров и создания натяга. Опоры скольжения: гидро- и аэростатические, гидродинамические и активные магнитные. Принцип действия, конструктивные особенности, область применения, методики определения несущей способности и жесткости. Оптимизация ШУ. Методики расчета радиальной и осевой точности вращения ШУ, изгибной и осевой жесткости, виброустойчивости и теплостойкости.

Изучают технические требования к приводу подач (ПП) и вспомогательных перемещений. Структуры ПП станков с ЧПУ и универсального оборудования.

Практическая работа № 5 «Несущая система»

Задание:

Студенты выполняют групповые задания по построению проектов в программных комплексах *APM WinMachine* и *Ansys*. Изучают назначение, технические требования к базовым деталям (элементам несущей системы), их конструктивные формы и материал. Методики расчёта общей жесткости и жесткости контактных соединений (стыков). Температурные деформации и методы их снижения. Колебания в станках и их виброизоляция.

Практическая работа № 6 «Вспомогательные системы специального технологического оборудования: системы смазывания, системы управления»

Задание:

Студенты выполняют групповые задания по построению проектов в программных комплексах *APM WinMachine* и *Ansys*. Конструктивные варианты реализации способов смазывания опор валов, шпиндельного узла, зубчатых передач, направляющих и других элементов. Методика определения необходимого количества смазывающего материала и подбор аппаратуры. Студенты изучают классификацию. Способы настройки требуемой скорости движения исполнительного органа, реверса и останова. Типовые элементы конструкций, реализующих цепь управления при ручном способе. Типовые конструкции систем при дистанционном и программном управлении. Достоинства и недостатки систем управления станков с дискретным и плавным регулированием скорости рабочего органа.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Новосибирский государственный технический университет»
Кафедра проектирования технологических машин

Паспорт зачета

по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудования», 4 семестр

1. Методика оценки

Студент допускается к сдаче зачета при условии, что он выполнил и защитил все практические работы, защитил курсовой проект и набрал не менее 40 баллов.

На зачете студенту выдаются 2 вопроса. Распределение дидактических единиц по проверяемым компетенциям указано в таблице «Обобщенная структура фонда оценочных средств учебной дисциплины».

Выставление оценок на зачете осуществляется на основе выполнения и защиты двух вопросов. Оценивание ответа на вопросы осуществляется в соответствии с уровнем знаний: "удовлетворительно" – 5-6 балл; "хорошо" – 7-8 баллов; "отлично" – 9-10 баллов. Всего за два вопроса студент может получить максимум 20 баллов.

Форма билета для зачета

НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
Факультет МТФ

Билет № 1

к зачету по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудования»

1. Основные показатели качества оборудования.

2. Геометрическая форма направляющих кругового движения. Достоинства и недостатки.

Утверждаю: зав. кафедрой _____ должность, ФИО
(подпись) (дата)

2. Критерии оценки

Защита считается неудовлетворительной, если студент не освоил теоретический материал и не смог обобщить теоретический и практический материал; оценка составляет менее 10 баллов.

*Защита считается состоявшейся на **пороговом уровне***, если студент освоил теоретический материал, но не смог обобщить теоретический и практический материал; оценка составляет 10-13 баллов.

*Защита считается состоявшейся на **базовом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, допустил несколько ошибок при защите, привёл

не достаточно чёткую аргументацию своей точки зрения при ответе на вопросы, оценка составляет 14-17 баллов.

*Защита считается состоявшейся на **продвинутом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, привёл достаточно чёткую аргументацию своей точки зрения по всем вопросам, оценка составляет 18-20 баллов.

3. Шкала оценки

Если студент в семестре работал не систематически, в результате чего не набрал требуемое количество баллов, то ему выдается дополнительное задание, тематика и объем которого определяются преподавателем.

Если в результате сдачи зачета студент не набирает 10 баллов или с учетом сдачи зачета его суммарный рейтинг (**ОЦЕНКА НА ЗАЧЕТЕ** + оценка за выполнение практических работ + оценка за выполнение и защиту КП) не превышает 49 баллов, ему выставляется оценка "неудовлетворительно" (FX) с возможностью пересдачи.

При пересдаче зачета студент имеет возможность получить оценку не выше Е ("удовлетворительно").

Студент имеет возможность получить дополнительно до 20 баллов при выполнении работ, не предусмотренных основной программой освоения курса. Данные виды работ согласуются с преподавателем. Одним из вариантов дополнительной работы может быть выполнение расчётно-графической работы по заданной преподавателем тематике.

В общей оценке по дисциплине баллы за зачет учитываются в соответствии с правилами балльно-рейтинговой системы, приведенными в рабочей программе дисциплины.

Итоговая оценка по дисциплине выставляется согласно таблице.

Таблица

98–100	93-97	90-92	87-89	83-86	80-82	77-79	73-76	70-72	67-69	63-66	60-62	50-59	25-49	0-24
A+	A	A-	B+	B	B-	C+	C	C-	D+	D	D-	E	FX	F
отлично				хорошо				удовлетворительно				неудовлетворительно		
зачтено													не зачтено	

4. Вопросы к зачету по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудов»

1. Основные показатели качества оборудования.
2. Показатели качества, характеризующие производительность станков. Факторы, влияющие на производительность.
3. Показатели качества, характеризующие надежность станков.
4. Показатели качества, характеризующие безотказность и долговечность станков. Основные пути повышения надежности.
5. Факторы, влияющие на температурные деформации шпиндельных узлов (ШУ). Основные пути повышения теплостойкости ШУ.
6. Энергетический баланс привода главного движения (ПГД) станков.
7. Причины возникновения геометрических погрешностей станков и пути их уменьшения.
8. Причины возникновения кинематических погрешностей и пути их снижения.
9. Жесткость станочных систем и пути ее повышения.
10. Структура КПД привода главного движения станков и пути его повышения.
11. Показатели качества, характеризующие гибкость станочных систем.
12. Факторы, определяющие виброустойчивость ШУ, и пути повышения устойчивости ШУ к внешним воздействиям.
13. Пути повышения технологичности конструкций.

14. Структура погрешностей (ошибок) станочного оборудования и причины их появления.
15. Суть графоаналитического метода расчета передаточных отношений передач привода на примере нормальной множительной структуры.
16. Требования, предъявляемые к шпиндельным узлам (ШУ).
17. Материалы, методы и способы упрочнения ШУ.
18. Способы смазывания опор ШУ и валов. Критерии применения.
19. Выборка зазоров и создание натяга в опорах ШУ. Общие положения.
20. Конструктивные варианты выборки зазоров и создания натяга в опорах ШУ.
21. Область применения и принцип работы гидростатических опор (на примере радиальных опор), достоинства и недостатки.
22. Область применения и принцип работы упорных гидростатических подшипников, достоинства и недостатки.
23. Факторы, определяющие несущую способность и жесткость гидростатических опор.
24. Область применения и принцип работы гидродинамических подшипников, достоинства и недостатки.
25. Факторы, определяющие несущую способность и жесткость гидродинамических опор.
26. Область применения и принцип работы аэроостатических опор. Факторы, определяющие несущую способность и жесткость опор.
27. Достоинства и недостатки активных магнитных опор, область применения.
28. Методики расчёта радиальной и осевой точности вращения ШУ.
29. Методики расчёта радиальной и осевой жесткости ШУ.
30. Специфика расчёта и конструирования зубчатых колес, валов и опор в станкостроении.
31. Структуры привода подач.
32. Геометрическая форма направляющих скольжения, достоинства и недостатки.
33. Материал направляющих смешанного трения.
34. Защитные устройства направляющих смешанного трения.
35. Сущность методики расчёта направляющих смешанного трения на износостойкость.
36. Сущность методики расчёта направляющих смешанного трения на жесткость.
37. Дать сравнительную оценку направляющим скольжения и качения.
38. Классификация направляющих качения по характеру движения тел качения, достоинства и недостатки.
39. Способы создания натяга в направляющих качения.
40. Материал направляющих качения. Устройства защиты и смазывания.
41. Методика расчёта направляющих качения на контактную прочность.
42. Методика расчёта направляющих качения на жесткость.
43. Конструктивные особенности комбинированных направляющих. Область применения.
44. Область применения и принцип действия гидродинамических направляющих. Факторы, определяющие несущую способность направляющих.
45. Область применения и принцип действия гидростатических направляющих. Факторы, определяющие жесткость направляющих.
46. Геометрическая форма направляющих кругового движения. Достоинства и недостатки.
47. Требования, предъявляемые к тяговым устройствам привода подач.
48. Достоинства и недостатки передачи винт-гайка скольжения.
49. Способы регулировки передачи винт-гайка скольжения.
50. Характерные особенности передачи винт-гайка качения.

51. Способы решения проблемы фрикционных автоколебаний в приводе подач.
52. Термодинамический привод.
53. Магнотрикционный привод.
54. Упруго-силовой привод.
55. Способы смазывания зубчатых передач и муфт. Достоинства и недостатки.
56. Методика расчета и подбор аппаратуры системы смазывания привода главного движения.
57. Конструктивные особенности систем с ручным управлением. Достоинства и недостатки.
58. Конструктивные особенности систем управления на базе электромагнитных и гидравлических фрикционных муфт. Достоинства и недостатки.
59. Специфика проектирования корпусов коробок скоростей и подач.
60. Требования, предъявляемые к элементам несущей системы станка, их конструктивные формы и материалы.

Паспорт заданий для выполнения практических работ

по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудования», 4 семестр

1. Методика оценки

Для защиты практических работ студентам предлагается выполнить следующий типовый набор заданий: Практическая работа № 1 и 2: «Расчёт главного исполнительного органа на точность и жесткость» и «Изучаются типовые варианты конструктивного исполнения шпиндельных узлов, а также коробок скоростей и приводов подач специального технологического оборудования»; Практические работы № 3: «Конструирование основных элементов коробки скоростей». Распределение заданий практических занятий по проверяемым компетенциям указано в таблице «Обобщенная структура фонда оценочных средств учебной дисциплины».

Выставление оценок на практическом занятии осуществляется на основе выполнения и защиты одного типового задания. Защита практической работы в соответствии с уровнем знаний: "удовлетворительно" – 3,33-5,66 баллов; "хорошо" – 5,67-7,9 балла; "отлично" – 8-10 баллов. Максимальное количество баллов, которые можно заработать за выполнение и защиту трех практических работ составляет 30 баллов.

2. Критерии оценки

Работа считается не выполненной, если студент не освоил практический и теоретический материалы; оценка составляет менее 3,33 баллов.

*Работа считается выполненной на **пороговом уровне***, если студент освоил практический материал, но не смог обобщить теоретический материал; оценка составляет 3,33-5,66 баллов.

*Работа считается выполненной на **базовом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, допустил несколько ошибок при определении параметров математической модели, привёл не достаточно чёткую аргументацию своих действий и выводов, оценка составляет 5,67-7,9 баллов.

*Работа считается выполненной на **продвинутом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, привёл достаточно чёткую аргументацию своих действий при построении математической модели, оценка составляет 8-10 баллов.

3. Шкала оценки

В общей оценке по дисциплине баллы за практические занятия учитываются в соответствии с правилами балльно-рейтинговой системы, приведенными в рабочей программе дисциплины.

Если в результате сдачи зачета студент не набирает 10 баллов или с учетом сдачи зачета его суммарный рейтинг (оценка на зачете + **ОЦЕНКА ЗА ВЫПОЛНЕНИЕ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ** + оценка за выполнение и защиту КП) не превышает 49 баллов, ему выставляется оценка "неудовлетворительно" (FX) с возможностью пересдачи.

При пересдаче экзамена студент имеет возможность получить оценку не выше E ("удовлетворительно").

Студент имеет возможность получить дополнительно до 20 баллов при выполнении работ, не предусмотренных основной программой освоения курса. Данные виды работ согласуются с преподавателем. Одним из вариантов дополнительной работы может быть выполнение расчётно-графической работы по заданной преподавателем тематике.

Итоговая оценка по дисциплине выставляется согласно таблице

Таблица

98-100	93-97	90-92	87-89	83-86	80-82	77-79	73-76	70-72	67-69	63-66	60-62	50-59	25-49	0-24
A+	A	A-	B+	B	B-	C+	C	C-	D+	D	D-	E	FX	F
отлично				хорошо				удовлетворительно					неудовлетворительно	
зачтено													не зачтено	

4. Перечень практических работ

Практические работы № 1 и 2 «Расчёт главного исполнительного органа на точность и жесткость» и «Изучаются типовые варианты конструктивного исполнения шпиндельных узлов, а также коробок скоростей и приводов подачи специального технологического оборудования»

Задание:

На первом практическом занятии выдается комплект исходных данных: 1) Нагрузочные характеристики привода главного движения станка (табл. 1-6); 2) Чертеж шпиндельного узла станка (рис. 1). На каждом занятии студенты (индивидуально и в группе) осуществляют поэтапные вычисления, необходимые для проектирования привода главного движения станка.

В качестве объекта проектирования предлагаются станки с ручным и дистанционным управлением – блок исходных данных приведен в табл. 1 – 3 или станки с числовым программным управлением (ЧПУ) – комплекс данных табл. 4 – 6. В первом случае речь идет о разработке привода с дискретным (ступенчатым) регулированием скорости исполнительного органа (шпинделя), во втором – привода с плавным (бесступенчатым) регулированием.

Вариант задания формируется на основе цифрового трехразрядного кода, устанавливаемого руководителем курсового проектирования. В частности, при шифре 754 необходимо выписать данные седьмой колонки табл. 1 (или 4), а из табл. 2 (или 5) и табл. 3 (или 6) – соответственно пятого и четвертого столбцов.

Кратко прокомментируем принятые в заданиях условные обозначения.

Табл. 1 и 4 содержат информацию о типоразмере и классе точности станка, варианте компоновки привода главного движения, а также о значении одной из эксплуатационных характеристик последнего – эффективной (номинальной) мощности на шпинделе. Заданием предусмотрено проектирование унифицированного привода с главным вращательным движением рабочего органа для двух наиболее распространенных типов металлообрабатывающего оборудования: токарного – Т и фрезерного – Ф. Основным размерным параметром для токарных станков является максимальный диаметр обрабатываемой детали над станиной, а для фрезерных – ширина стола. С учетом функционального назначения и компоновки привода, которая определяет расположение направляющих элементов несущей системы металлорежущего оборудования или положение оси шпинделя в пространстве, универсальные токарные станки подразделяются на патронные – ТП и центровые – ТЦ. Соответственно для многоцелевых токарных станков с ЧПУ, а также фрезерного оборудования предусмотрено наклонное – ТН, вертикальное – ТВ и ВФ и горизонтальное – ГФ исполнение привода. В общем случае проектированию подлежат приводы станков трех классов точности: нормального – Н, повышенного – П и высокого – В.

Т а б л и ц а 1

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тип станка	ТП	ВФ	ТЦ	ГФ	ТП	ВФ	ТЦ	ГФ	ТП	ВФ
Основной параметр станка, мм	160	320	200	400	250	160	400	200	320	250
Эффективная мощность на шпинделе, кВт	1,8	6,0	2,4	8,8	3,2	2,4	6,0	3,2	4,6	4,2
Класс точности станка	В	П	П	Н	В	П	П	Н	Н	В

Т а б л и ц а 2

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальная частота вращения, 10^3 мин^{-1}	4,0	2,5	2,5	4,0	2,8	1,4	2,0	1,6	3,2	2,0
Общий диапазон регулирования скорости	16	25	12,5	14	45	11,2	22,4	10	20	31,5
Диапазон регулирования скорости $N=\text{const}$	5,6	16	5	10	22,4	4	11,2	6,3	8	12,5
Допустимая потеря скорости резания, %	30	40	20	40	50*	30	30	40	40*	20

Т а б л и ц а 3

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Система управления приводом	Д	Р	Д	Р	Д	Р	Д	Р	Р	Д
Технический ресурс привода, 10^3 ч	20	14	11,2	10	16	17,5	12	18	12,5	15
Режим нагружения привода $N/N_{\text{ном}}$	Л	Т	С	Л	Т	С	С	Т	С	Л
Система смазывания привода	Ц	И	Ц	И	Ц	И	Ц	И	И	Ц

Т а б л и ц а 4

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тип станка	ТН	ВФ	ТН	ГФ	ТВ	ВФ	ТВ	ГФ	ТН	ВФ
Основной параметр станка, мм	500	320	400	250	500	400	400	200	320	250
Эффективная мощность на шпинделе, кВт	14	8	3	12	6	16	10	4	6,8	5
Класс точности станка	П	В	В	П	В	П	П	В	В	П

Т а б л и ц а 5

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальная частота вращения, 10^3 мин^{-1}	5,0	2,8	4,5	3,2	2,0	5,6	2,5	6,0	4,0	3,6
Общий диапазон регулирования скорости	110	65	80	100	85	90	75	60	120	70
Диапазон регулирования скорости $N=\text{const}$	40	12,5	24	28	20	32	10	8	36	16
Вид электропривода	П	А	А	П	А	П	П	А	А	П

Т а б л и ц а 6

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Система управления приводом	Г	Э	Э	Г	Э	Г	Э	Г	Г	Э
Технический ресурс привода, 10^3 ч	20	14	11,2	10	16	17,5	12	18	12,5	15
Режим нагружения привода $\bar{N}/N_{\text{ном}}$	Л	Т	С	Л	Т	С	С	Т	С	Л

Оставшиеся таблицы включают сведения о скоростных возможностях, режиме работы привода и особенностях конструктивного исполнения его отдельных систем.

Общий диапазон регулирования отражает отношение максимальной частоты вращения шпинделя к минимальной. Диапазон регулирования с постоянной мощностью позволяет найти значение так называемой расчетной частоты вращения привода. Допустимая потеря скорости резания предопределяет величину знаменателя ϕ геометрического ряда частот вращения привода с дискретным регулированием, причем значение потери скорости, отмеченное звездочкой, присуще большему ϕ (структура привода с двумя знаменателями ряда). Для станков с плавным регулированием его величина, как известно, равна нулю. Поэтому для станков с ЧПУ вместо этого параметра в качестве исходного данного введено другое требование: вид электропривода (табл. 5). В этих станках бесступенчатое изменение частоты вращения шпинделя можно обеспечить путем применения электродвигателя либо постоянного тока – П, либо асинхронного с частотным регулированием – А.

Приводам станков общего назначения присущи два типа систем управления: ручной – Р и дистанционный – Д. Последняя, как и в станках с ЧПУ, конструктивно может быть выполнена на базе электрической – Э или гидравлической – Г энергий. Режим нагружения (легкий – Л, средний – С, тяжелый – Т) отражает отношение средней мощности, реализуемой в процессе эксплуатации станка, к номинальной мощности привода. Станки с универсальным характером выполняемых технологических операций оснащаются (табл. 3) двумя типами систем смазывания привода: индивидуальной – И или централизованной – Ц. Все другие решения, выходящие за рамки

технического задания, принимаются студентами самостоятельно, но наиболее принципиальные вопросы необходимо в обязательном порядке согласовать с руководителем курсового проектирования.

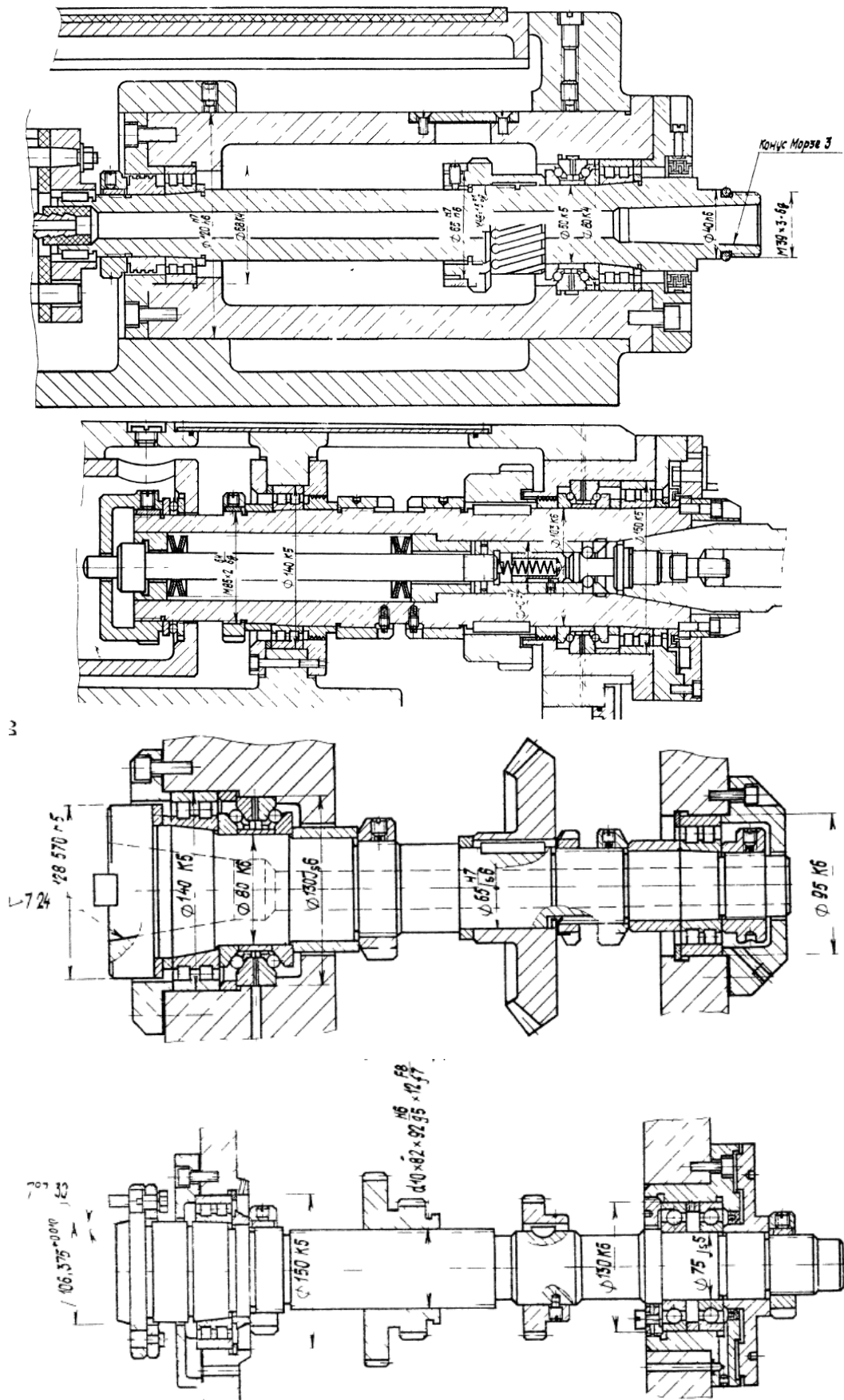


Рисунок 1. Примеры чертежей конструкций шпиндельных узлов

Практическая работа № 3 «Конструирование основных элементов коробки скоростей»

Задание:

Студенты выполняют групповые задания по проектированию (конструированию) блоков зубчатых и ременных передач, валов, элементов системы смазывания, управления и корпусов коробок скоростей.

Пример выполненного комплексного практического задания

Цель работы

Рассчитать прочностные характеристики шпинделя токарного станка при помощи программного продукта *APM Win Machine*.

Задачи:

1. Произвести расчет сил резания;
2. Произвести расчет зубчатой передачи;
3. Произвести расчет жесткости шпинделя;
4. Произвести модальный расчет шпинделя.

Исходные данные

Материал:

- Сталь 40Х,
- $\sigma_{0,2} = 315$ МПа,
- $\rho = 7820$ кг/м³.

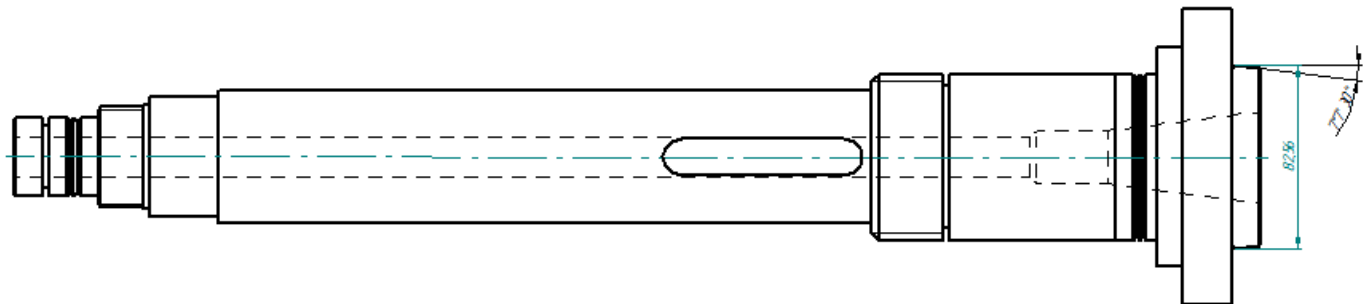


Рисунок 1 – Эскиз шпинделя

Таблица 1

Исходные данные для расчета режимов резания и сил в зацеплении

Диаметр заготовки, D	100 мм
Мощность, N	6 кВт
Межосевое расстояние, a_w	149 мм
Передаточное число, U	1,6

1 Расчет сил резания

Определим скорость резания по формуле:

$$V_p = \frac{C_v}{T^m t^{x_s} s^y} K_v = \frac{340}{60^{0,2} \cdot 1,7^{0,15} \cdot 0,9^{0,45}} \cdot 0,98 = 142,57 \text{ м/мин.}$$

где V_p – расчетная скорость резания, м/мин;

T – период стойкости инструмента, мин [1];

t – глубина резания, мм [1];

s – подача, мм/об [1].

Зная расчетную скорость резания, найдем частоту вращения шпинделя:

$$n = \frac{V_p}{\pi \cdot d} = \frac{142,57}{3,14 \cdot 0,1} = 454 \rightarrow 500 \text{ об/мин.}$$

Тогда фактическая скорость резания будет равна:

$$V_p = n \cdot \pi \cdot d = 500 \cdot 3,14 \cdot 0,1 = 157 \text{ м/мин.}$$

После этого, рассчитаем силы резания:

Для расчета сил резания, необходимо знать коэффициенты, которые берем из справочника машиностроителя; и подставляем их в следующие формулы [1]:

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 1,7^1 \cdot 0,9^{0,75} \cdot V^{-0,15}$$

$$P_y = 10 \cdot 243 \cdot 1,7^{0,9} \cdot 0,9^{0,6} \cdot V^{-0,3}$$

$$P_x = 10 \cdot 339 \cdot 1,7^1 \cdot 0,9^{0,5} \cdot V^{-0,4}$$

Подставляем рассчитанную ранее скорость резания, и определяем силы резания:

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 1,7^1 \cdot 0,9^{0,75} \cdot 157^{-0,15} = 2290 \text{ Н}$$

$$P_y = 10 \cdot 243 \cdot 1,7^{0,9} \cdot 0,9^{0,6} \cdot 157^{-0,3} = 804,67 \text{ Н}$$

$$P_x = 10 \cdot 339 \cdot 1,7^1 \cdot 0,9^{0,5} \cdot 157^{-0,4} = 721,16 \text{ Н}$$

Крутящий момент, момент изгиба и мощность находим по формулам:

$$M_{кр} = \frac{P_z \cdot D}{2} = \frac{2290 \cdot 0,1}{2} = 114,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{изг} = P_x \cdot \frac{d}{2} = 721,16 \cdot \frac{0,1}{2} = 36,05 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$N = \frac{M_{кр} \cdot n}{9554} = \frac{114,5 \cdot 500}{9554} = 6 \text{ кВт}$$

2 Расчет цилиндрической прямозубой передачи

Расчет цилиндрической зубчатой передачи проведем с помощью программы *APM WinMachine*, используя модуль *APM Trans* [2].

Для начала работы необходимо выбрать тип передачи (см. рисунок 2). После этого, указываем основные данные для расчета зубчатой передачи: значения вышеприведенных расчетов (см. рисунок 3).

Рисунок 2 – Выбор типа передачи

Рисунок 3 – Основные данные

Помимо этого, необходимо указать дополнительные данные (Рисунок 4): модуль, твердость поверхности и сердцевины зубьев, а также число зубьев.

Рисунок 4 – Дополнительные данные

После того, как все данные введены, производим расчет, просматриваем полученные данные (см. рисунки 5, 6, 7).

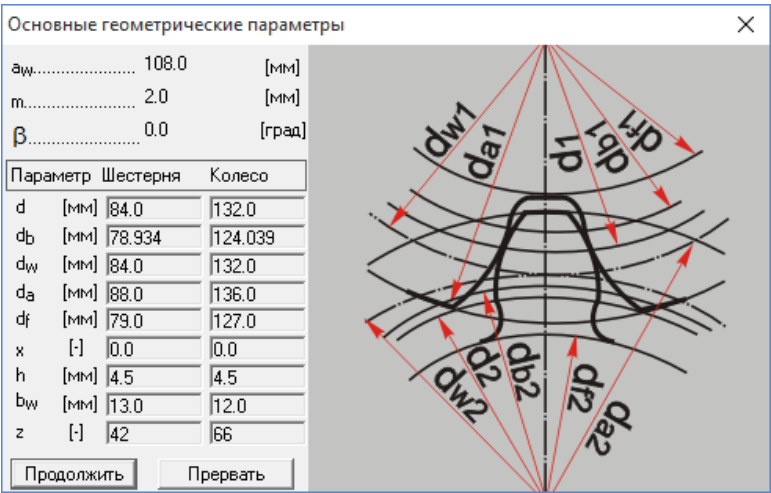


Рисунок 5 – Основные геометрические параметры

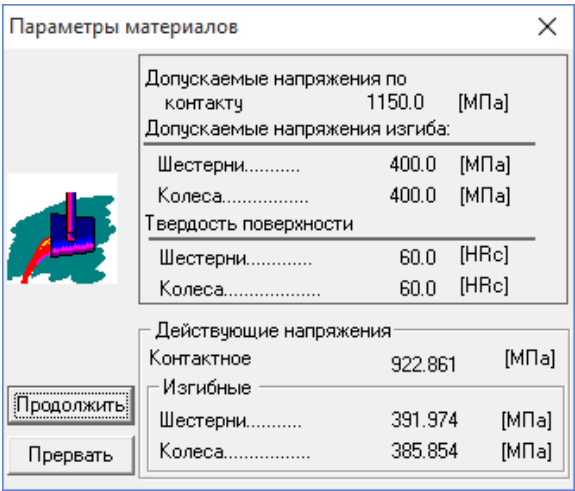


Рисунок 6 – Параметры материалов

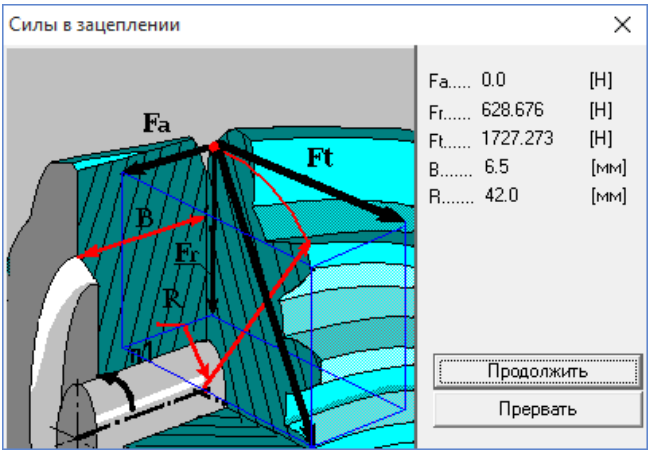


Рисунок 7 – Силы в зацеплении

3 Расчет шпинделя

Так как нам неизвестен момент инерции зубчатых колес, для определения произведем их моделирование. Воспользуемся программным продуктом *Компас 3D* (см. рисунок 8).

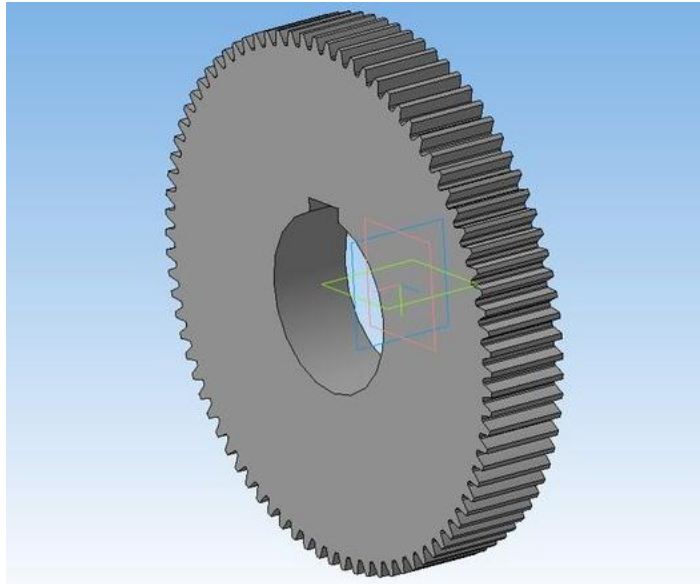


Рисунок 8 – Трехмерная модель зубчатого колеса

Момент инерции, посчитанный программой *Компас 3D*:

$$I = 0,009392 \text{ кг*м}^2.$$

Зная силы и моменты, возникающие в зацеплении, можно рассчитать шпиндель.

Для этого используем модуль *APM Shaft*, который имеет специализированный графический редактор для задания геометрии валов и осей. С помощью редактора задаем следующие параметры [2]:

- конструкцию шпинделя (необходимо начертить его в натуральную величину);
- действующие на шпиндель нагрузки (расположить силы которые действуют в зацеплении, а также силы, возникающие при резании);
- размещение опор, на которых установлен шпиндель (см. рисунок 9).

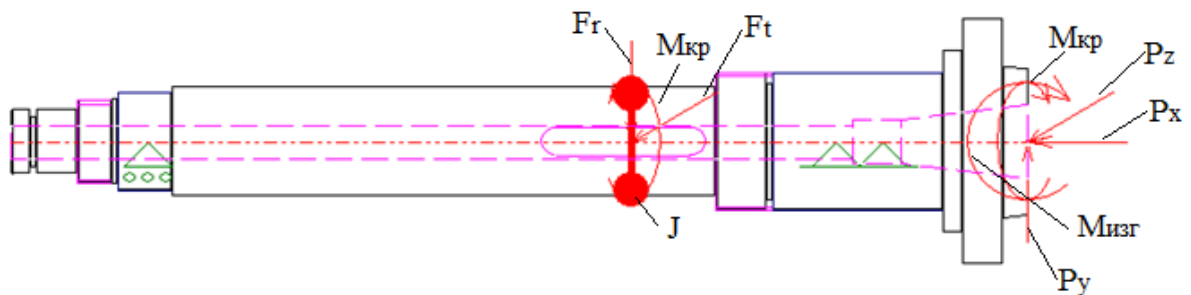


Рисунок 9 – Модель шпинделя токарного станка

Исходные данные для общего расчета вала приведены в таблицах 2–6.

Таблица 2

Радиальные силы

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Модуль, Н	Угол, град
F_{r-t}	338.00	1837.64	-109.98
P_{y-z}	554.00	2427.04	70.65

Таблица 3

Осевые силы

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Значение, Н
P_x	554.00	-721.00

Таблица 4

Моменты изгиба

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Модуль, Нхм	Угол, град
$M_{изг}$	554.00	36.00	0.00

Таблица 5

Моменты кручения

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Значение, Нхм
M_1	338.00	114.00
M_2	554.00	-114.00

Таблица 6

Моменты инерции

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Значение, кг х м ²
M_i	250.000	0.009

Результаты общего расчета вала представлены в таблице 7 и на рисунках 10 – 23.

Таблица 7

Реакции в опорах

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Реакция верт., Н	Реакция гориз., Н	Реакция осевая, Н	Модуль, Н	Угол, град
1	75.00	54.97	146.23	0.00	156.22	20.60
2	450.00	3662.48	14360.75	0.00	14820.42	14.31
3	475.00	-3893.46	-15069.98	721.00	15564.81	-165.51

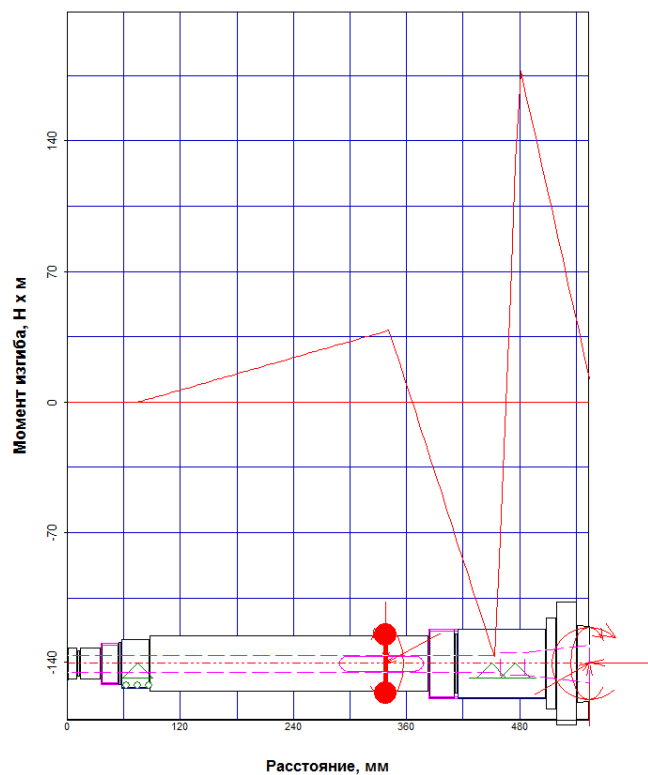


Рисунок 10 – Момент изгиба в вертикальной плоскости

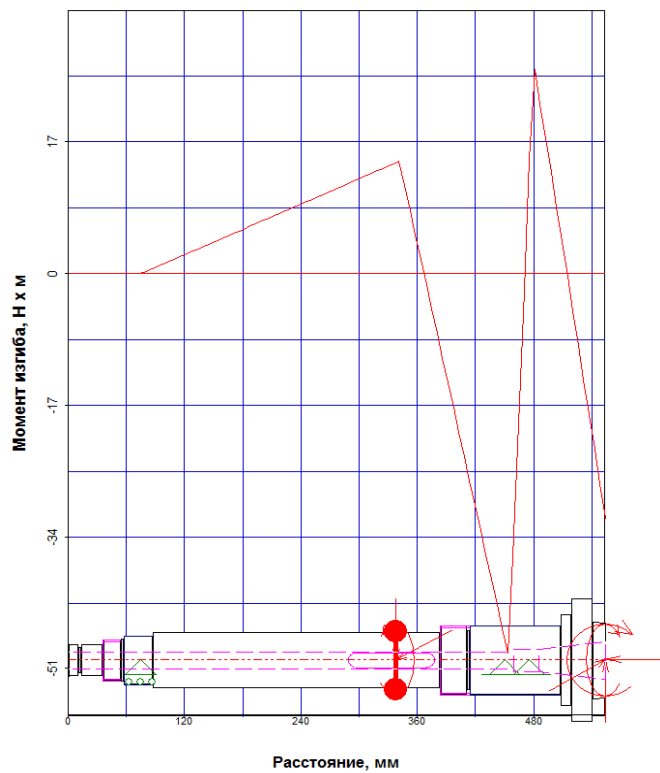


Рисунок 11 – Момент изгиба в горизонтальной плоскости

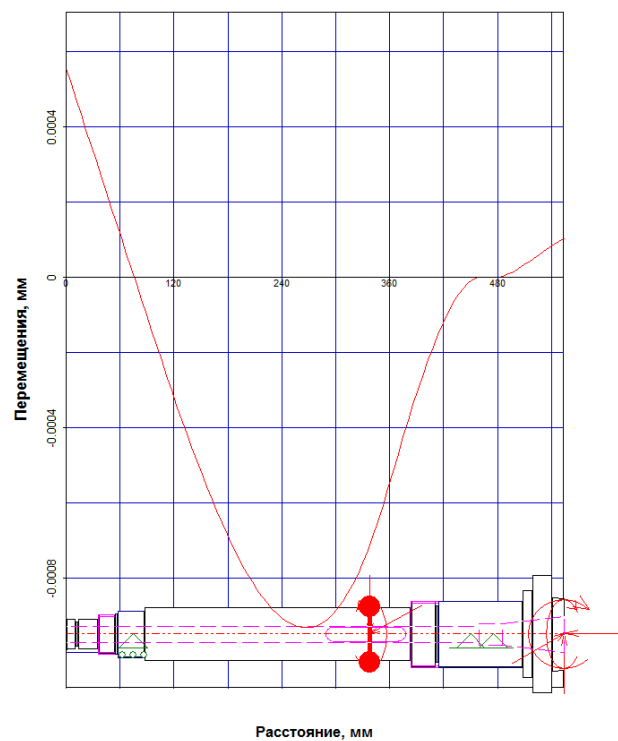


Рисунок 12 – Перемещения в вертикальной плоскости

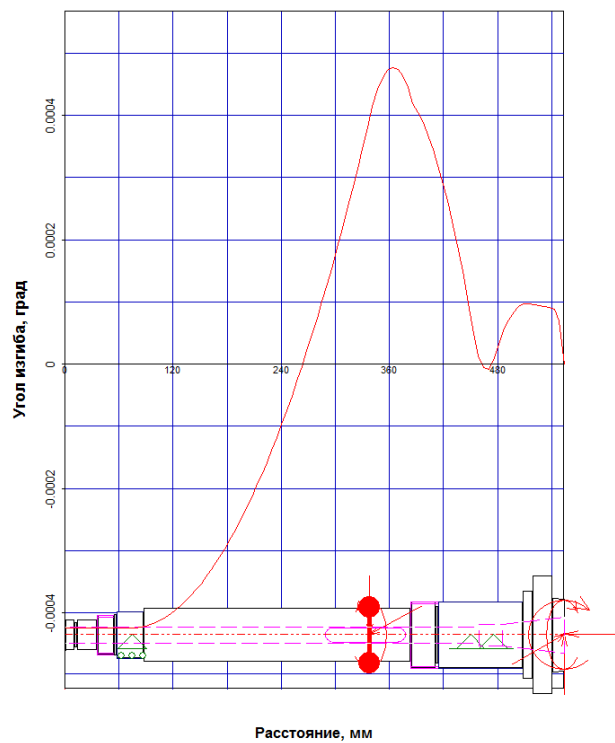


Рисунок 14 – Угол изгиба в вертикальной плоскости

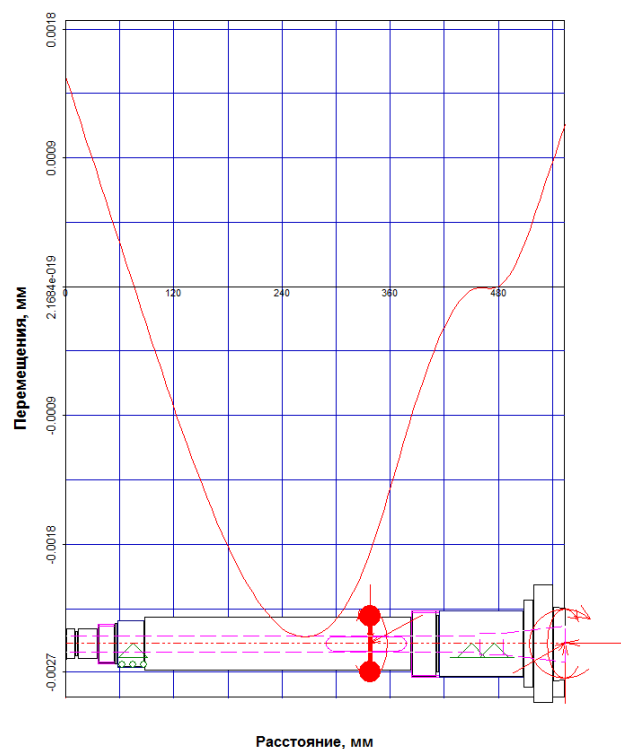


Рисунок 13 – Перемещения в горизонтальной плоскости

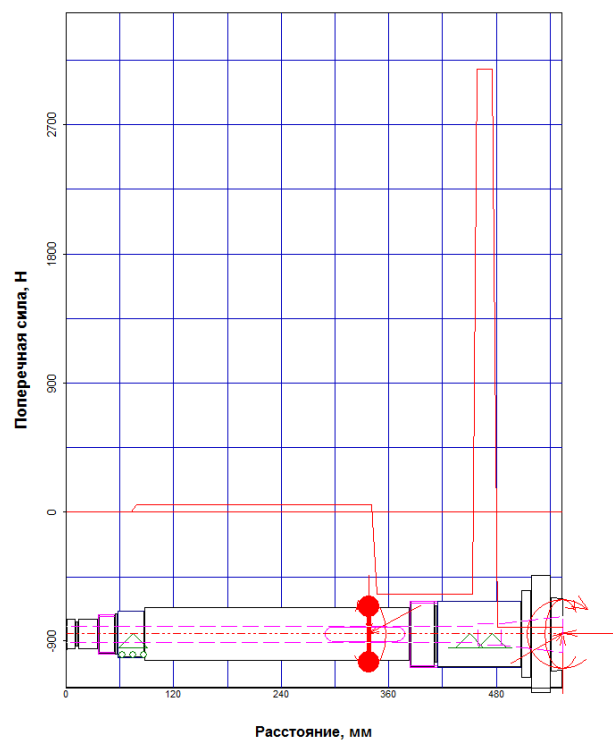


Рисунок 16 – Поперечные силы в вертикальной плоскости

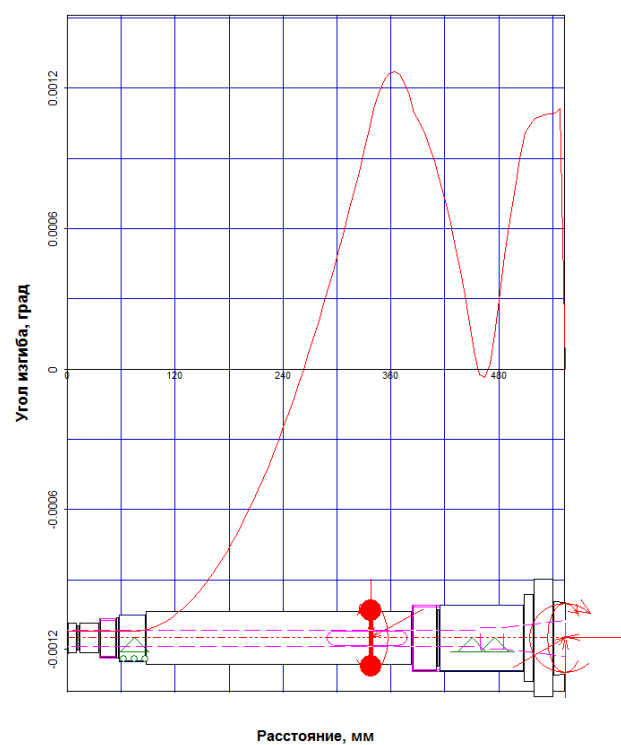


Рисунок 15 – Угол изгиба в горизонтальной плоскости

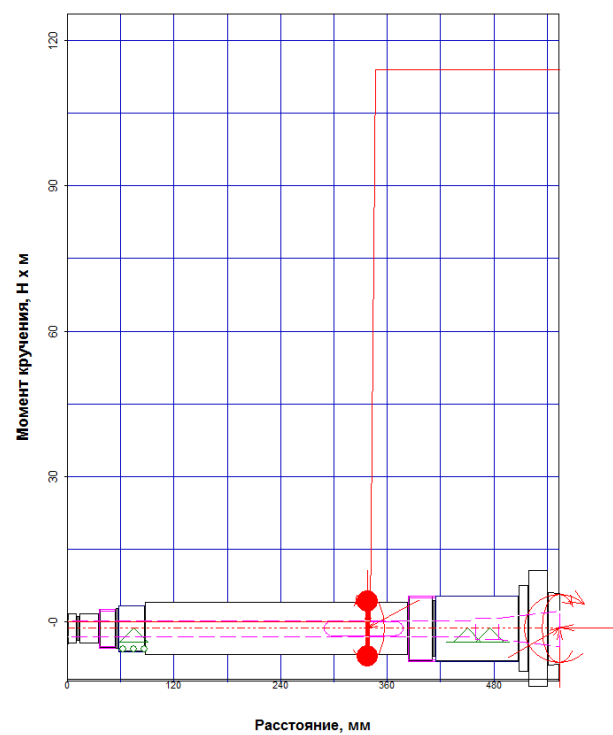


Рисунок 18 – Момент кручения

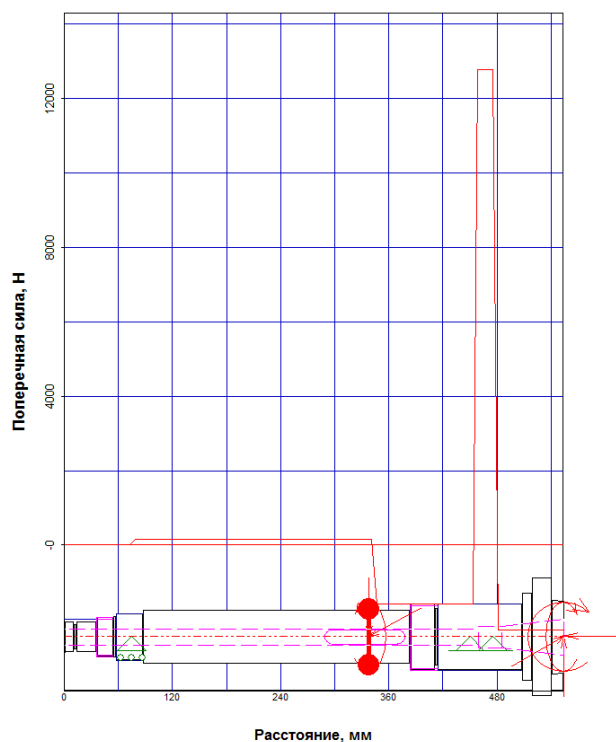


Рисунок 17 – Поперечные силы в горизонтальной плоскости

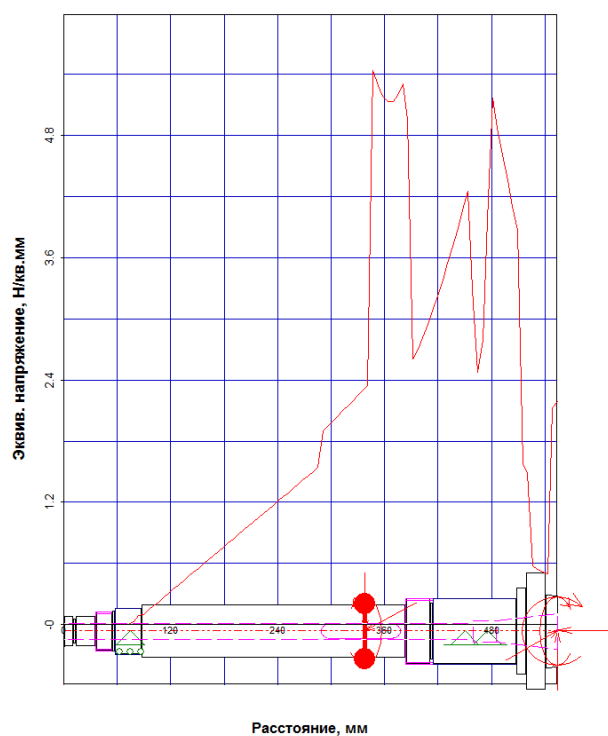


Рисунок 20 – Эквивалентное напряжение

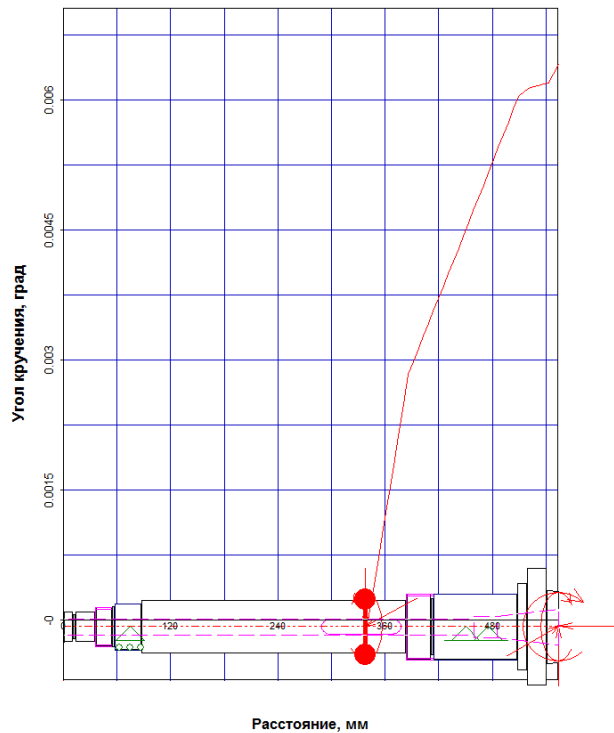


Рисунок 19 – Угол кручения

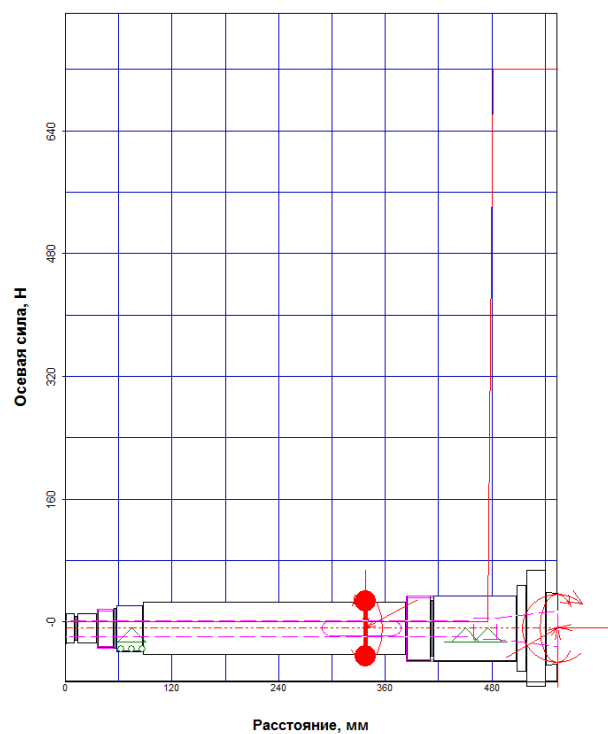


Рисунок 22 – Осевые силы

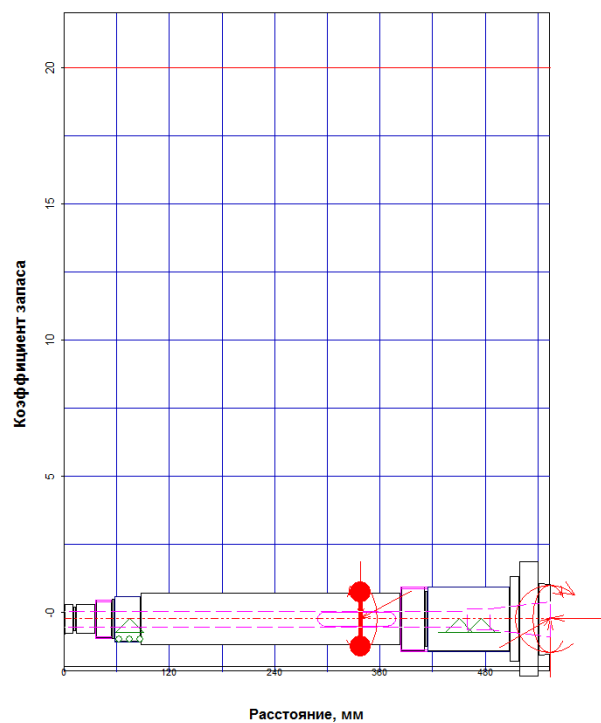


Рисунок 21 – Коэффициент запаса по усталостной прочности

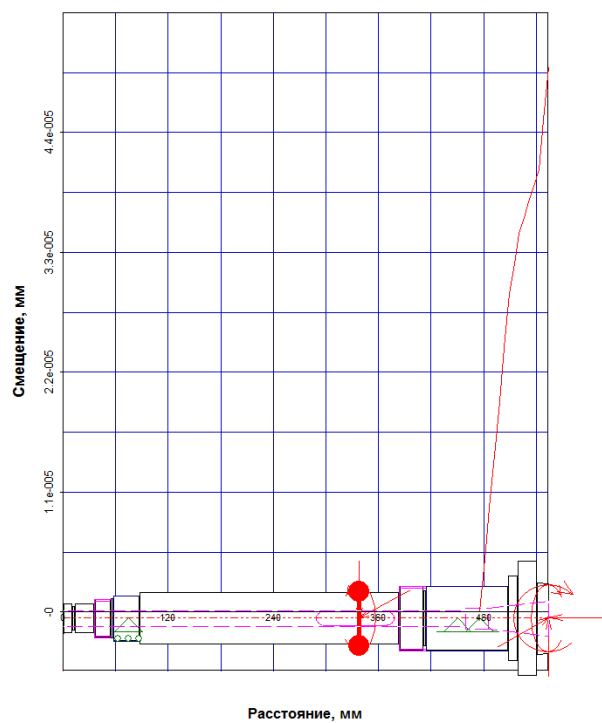


Рисунок 23 – Осевые перемещения

В таблицах 8 и 9 представлены результаты динамического расчета шпинделя.

Таблица 8

Собственные частоты

Изгибные колебания

N	Частота, рад/с	Частота, об/мин
1	9766,8783	93266,8176
2	28347,7508	270701,0799
3	35290,3577	336998,0922
4	46766,8078	446590,1180
5	67539,5747	644955,4301

Таблица 9

Крутильные колебания

N	Частота, рад/с	Частота, об/мин
1	12958,6476	123745,9692
2	19202,2730	183368,1999
3	52967,5744	505803,0774

Динамические характеристики шпинделя представлены на рисунках 24 – 31.

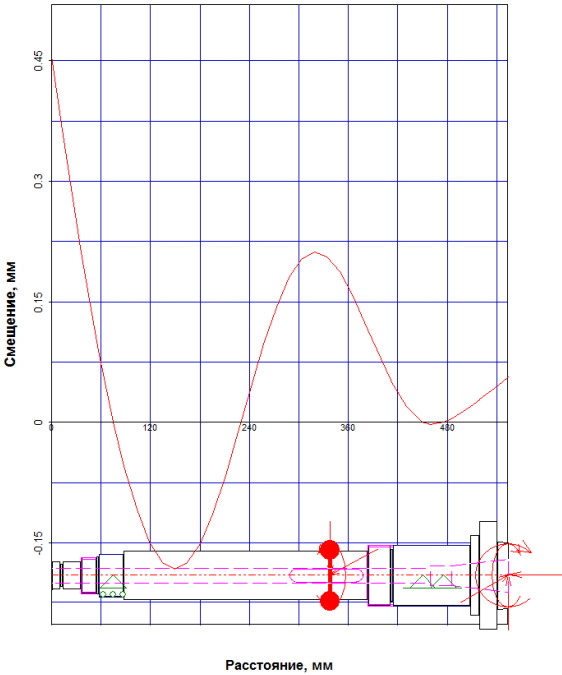
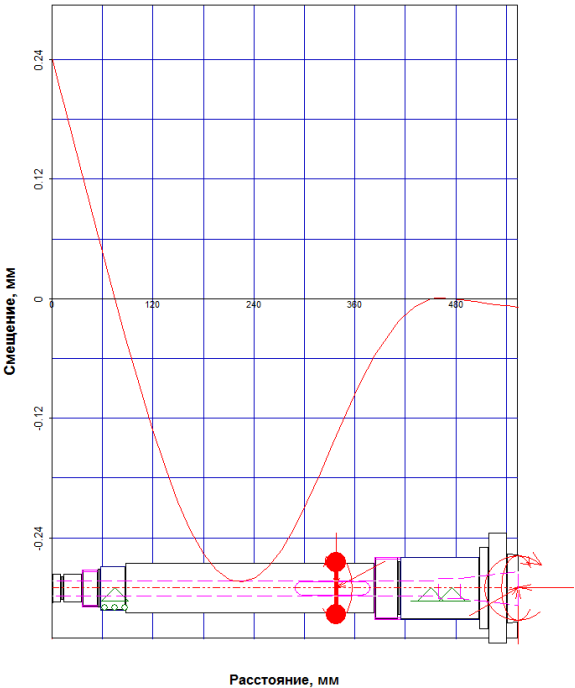


Рисунок 24 – Поперечные колебания (1 форма шпинделя)

Рисунок 25 – Поперечные колебания (2 форма шпинделя)

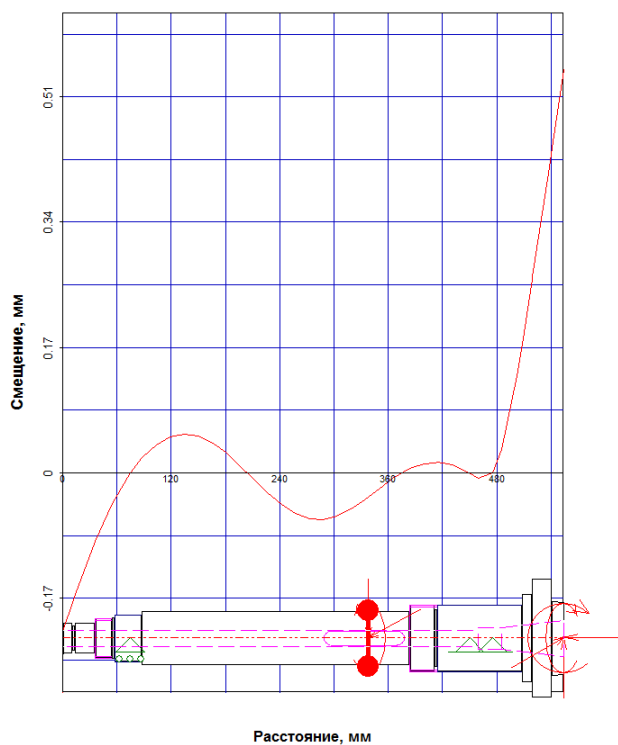


Рисунок 26 – Поперечные колебания (3 форма шпинделя)

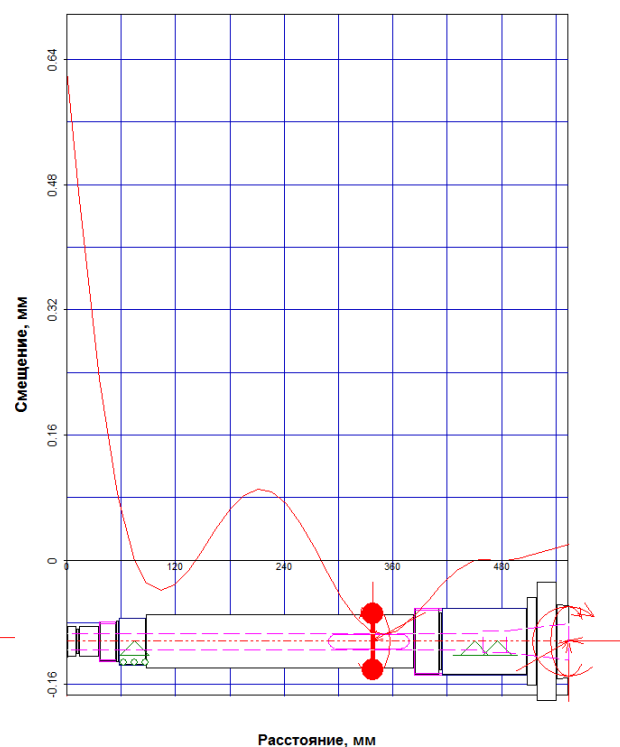


Рисунок 27 – Поперечные колебания (4 форма шпинделя)

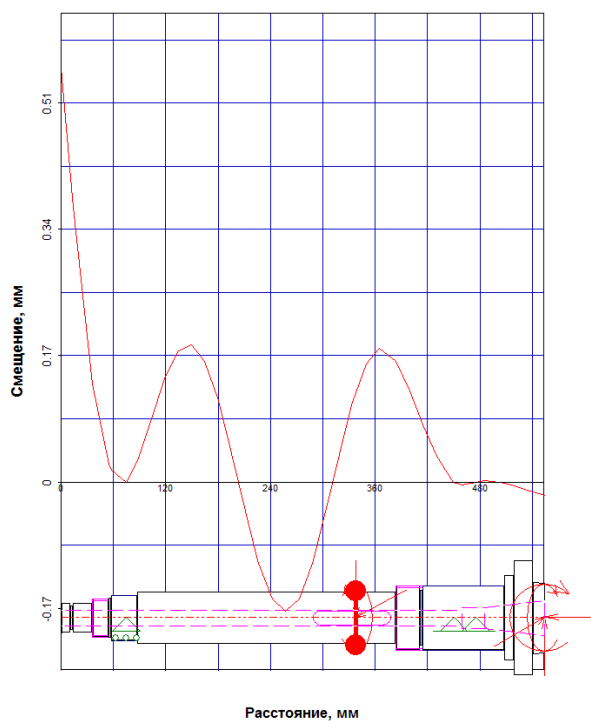


Рисунок 28 – Поперечные колебания (5 форма шпинделя)

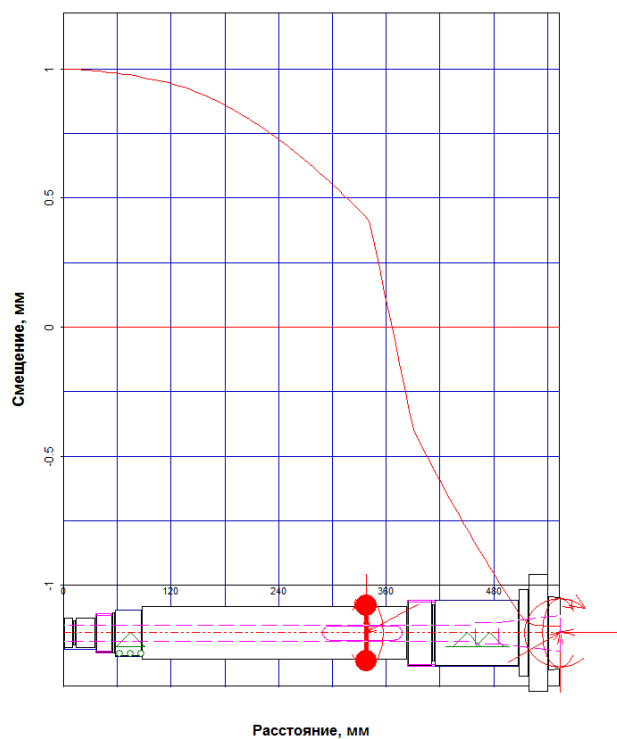


Рисунок 29 – Крутильные колебания (1 форма шпинделя)

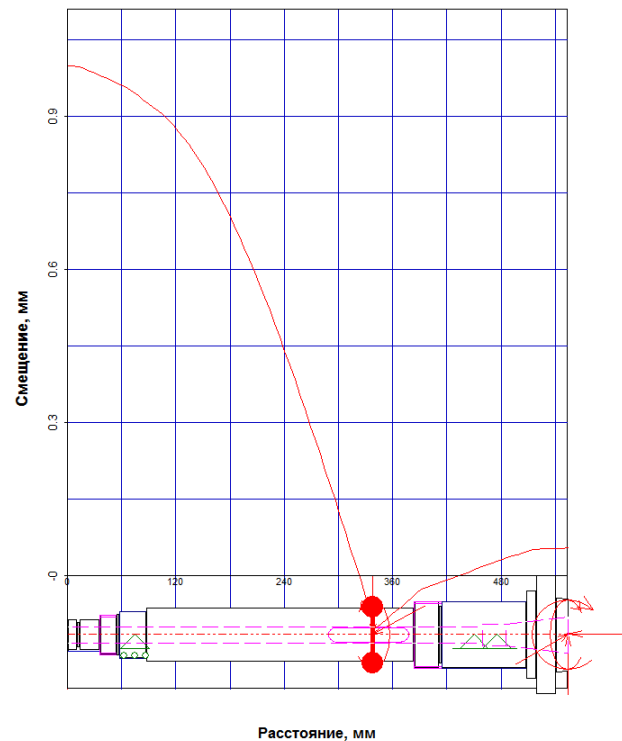


Рисунок 30 – Крутильные колебания (2 форма шпинделя)

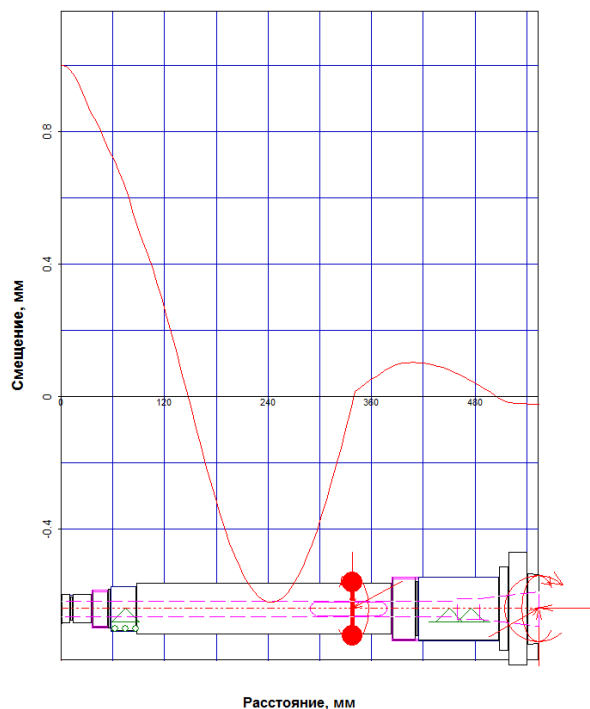


Рисунок 31 – Крутильные колебания (3 форма шпинделя)

Вывод

В данной работе были произведены расчеты составляющих сил резания, расчет зубчатых передач, определены статическая прочность и динамические характеристики шпинделя при помощи программного продукта *APM Win Machine*. Рассчитана величина коэффициента запаса прочности в различных сечениях шпинделя.

Был выполнен расчет шпинделя, в результате которого получены следующие данные: коэффициент запаса прочности – 20 ед., биение конца шпинделя - в горизонтальной плоскости 0,00135 мм; в вертикальной плоскости – 0,0004 мм, угол кручения - 0,006°.

Также был выполнен динамический расчет шпинделя и посчитаны частоты, на которых возникают резонансные колебания шпинделя.

Цель работы

Определить величину деформаций и коэффициент запаса прочности шпинделя токарного станка, используя программный продукт Ansys.

Задачи:

1. Построить 3D модель шпинделя в графическом редакторе;
2. Построить расчетную модель;
3. Определить запас прочности;
4. Определить полную деформацию.

3D модель шпинделя создаем в среде *SolidEdge*.

После запуска *Ansys Workbench*, добавляем в рабочую область проекта модуль *Static Structural*, который определяет набор параметров, необходимых для проведения статического анализа (см. рисунок 3).

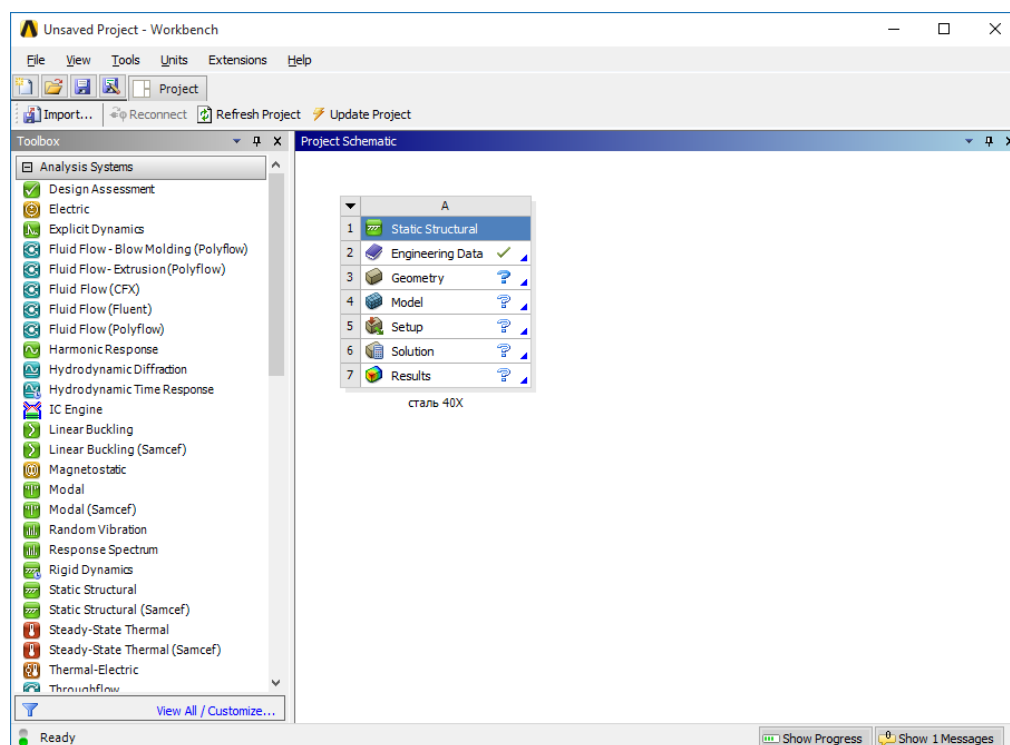


Рисунок 3 – Модуль Static Structural

Начинаем с подраздела «*Engineering Data*»

Указываем материал шпинделя, а также необходимые характеристики (см. рисунок 4).

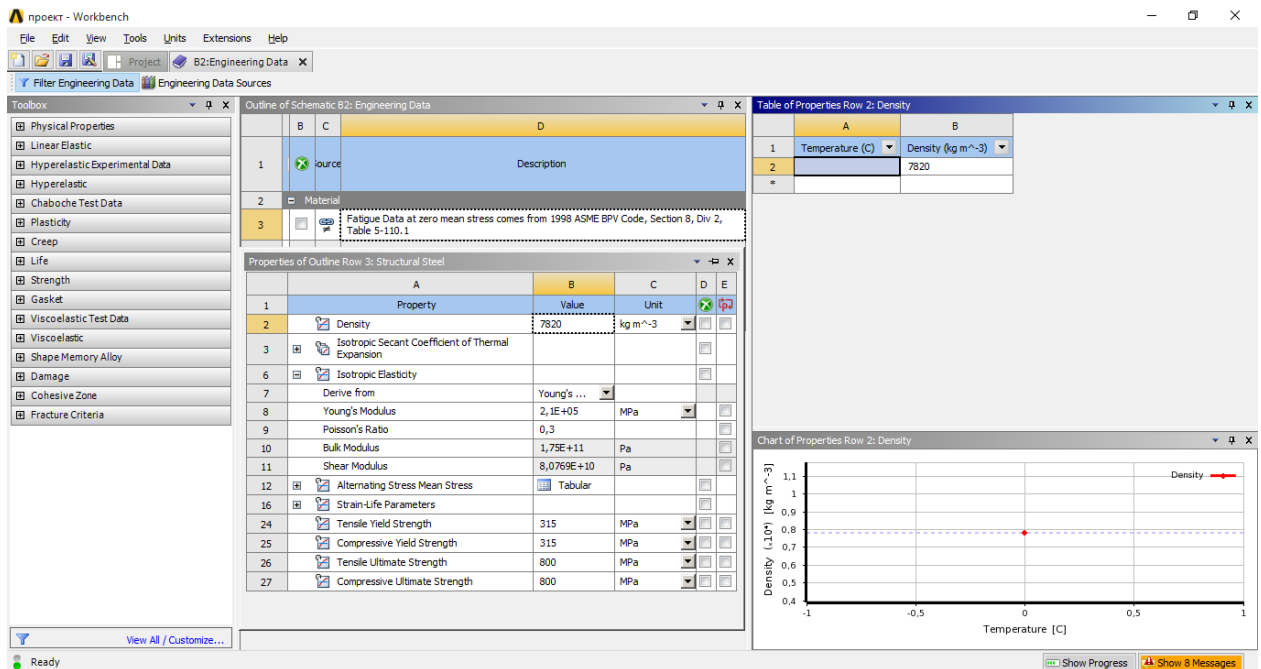


Рисунок 4 – Характеристики материала

Далее импортируем модель шпинделя в комплекс *Ansys* (см. рисунок 5).

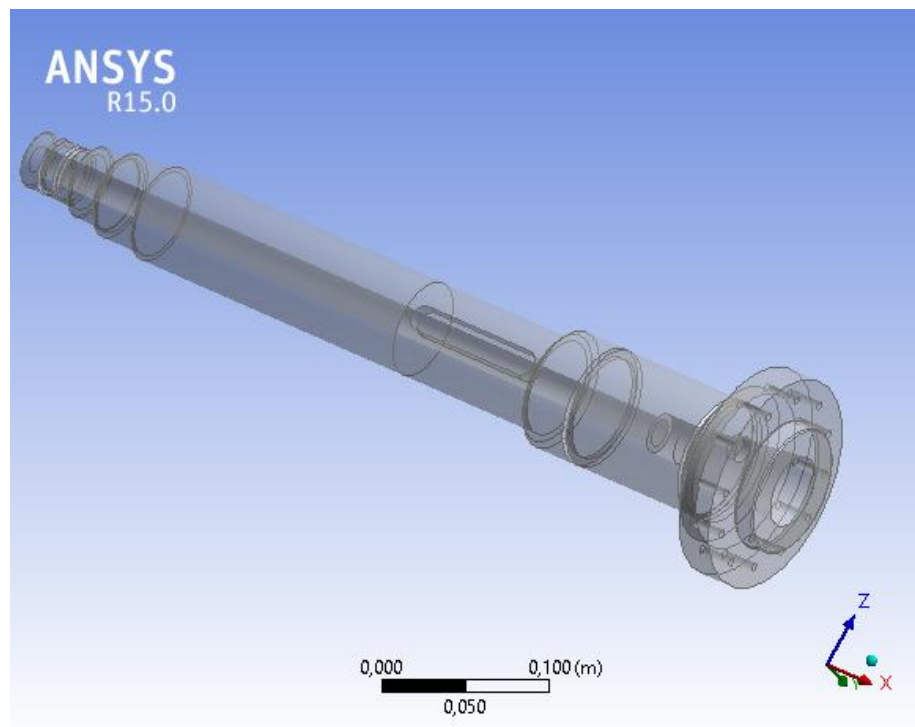


Рисунок 5 – 3D модель шпинделя

Далее, работаем с подразделом «*Model*»

Генерация конечно-элементной сетки

В разделе дерева математической модели «*Model*» осуществляем построение конечной элементарной сетки. Обозначаем предпочтительный метод разбиения сетки - HexDominantMethod (см. рисунок 6).

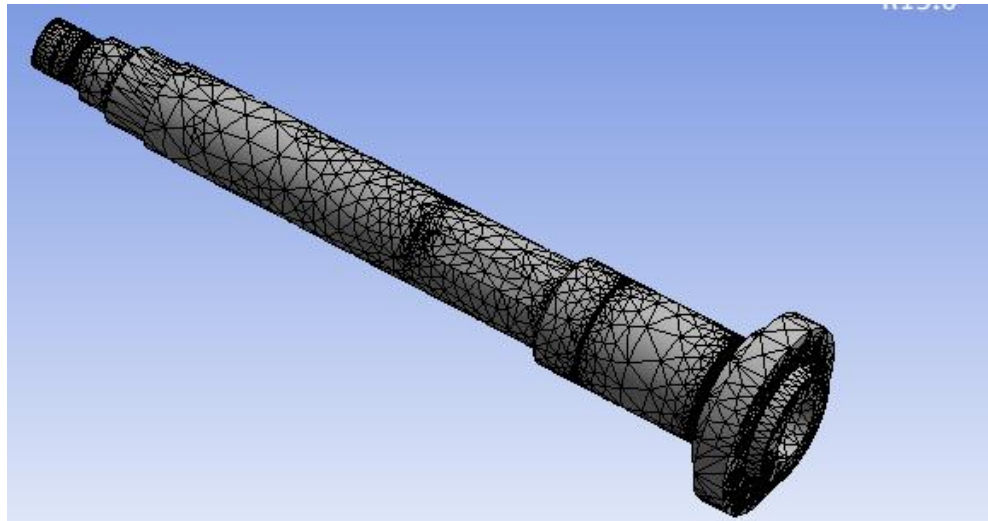


Рисунок 6 – Конечно-элементная сетка

Далее переходим в подраздел «*Static Structural*».

С помощью меню *Inertial* назначаем инерционные нагрузки: скорость вращения шпинделя.

Используя раздел *Supports* расставляем граничные условия, определяющие закрепление детали (подшипники, подвижные и неподвижные).

В разделе *Loads* задаем конструкционные нагрузки: силы и моменты.

С помощью команды *Moment* нагружаем деталь заданными моментами.

Командой *Force* нагружаем деталь действующими на нее силами.

Полностью нагрузив и закрепив шпиндель, мы имеем конечную модель, готовую для проведения расчетов (см. рисунок 7).

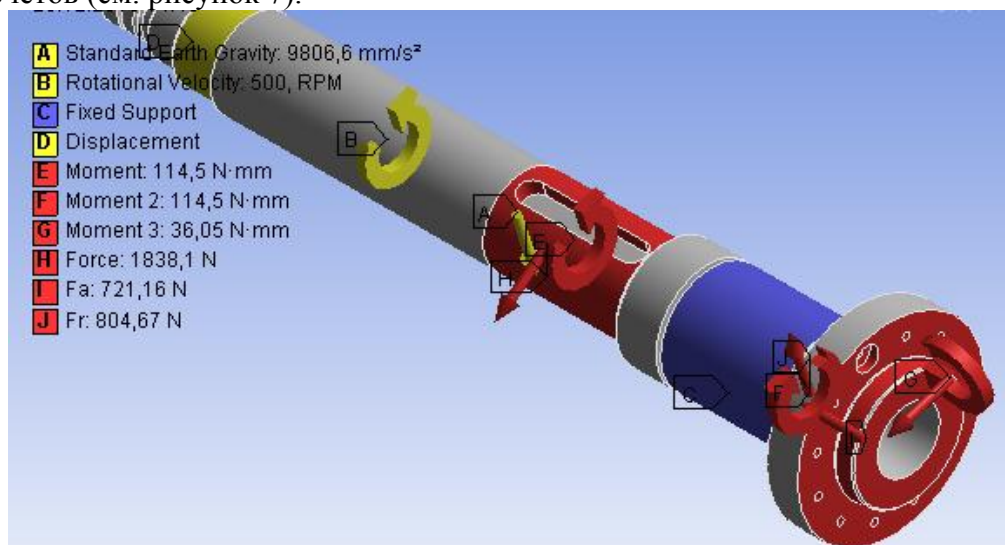


Рисунок 7 – Простановка сил и моментов, действующих на шпиндель

После того, как мы указали необходимые данные, можно произвести расчет. Определяем результат наших вычислений (*Total Deformation*, *Equivalent Stress*) в разделе «*Solution*», а также *Safety Factor* в разделе «*Stress Tool*» (см. рисунки 8-10).

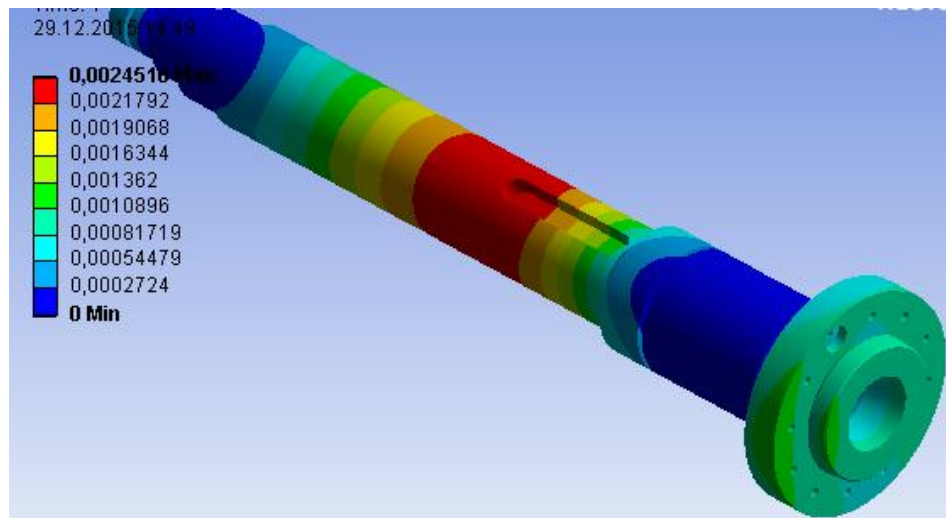


Рисунок 8 – Общие деформации шпинделя

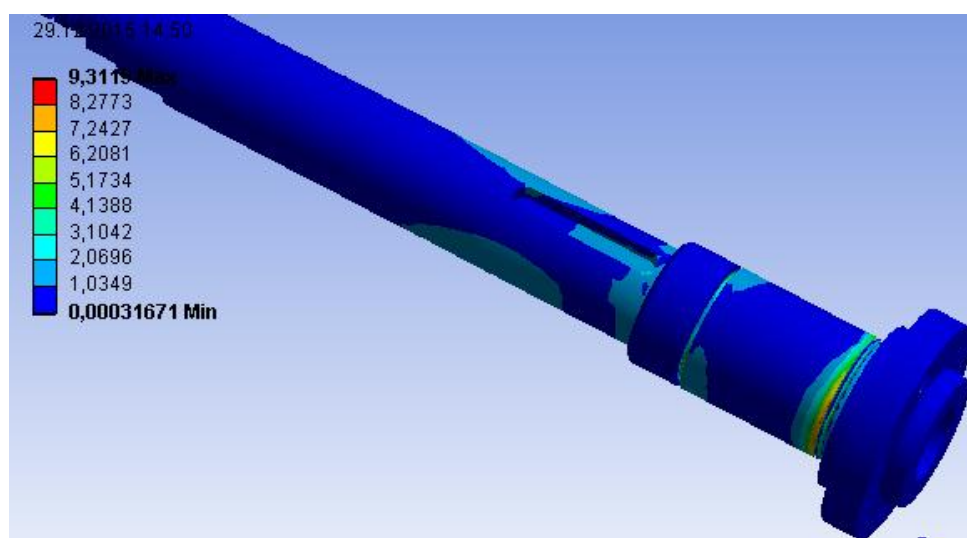


Рисунок 9 – Эквивалентные деформации шпинделя

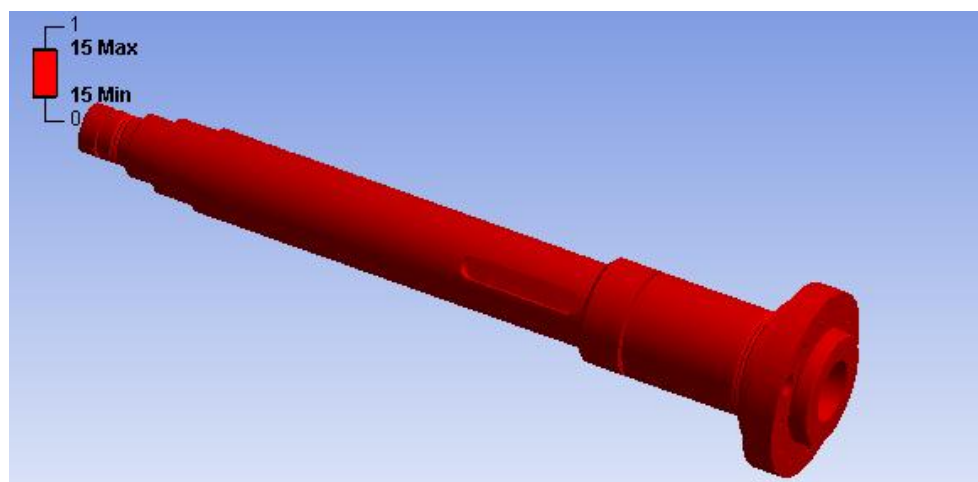


Рисунок 10 – Запас прочности шпинделя

После проведения расчетов необходимо определить отклонение зеркала шпинделя. Для этого производим замер наибольшего значения на зеркале шпинделя (см. рисунок 11).

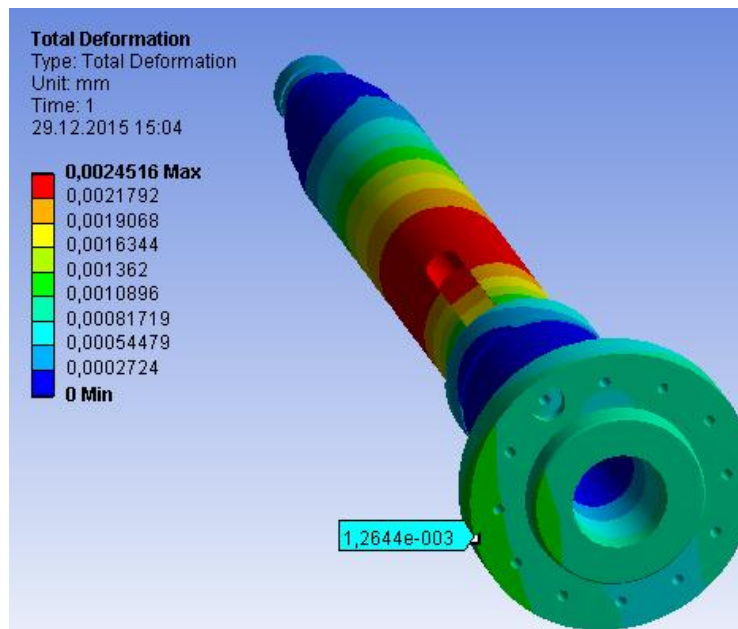


Рисунок 11 – Измерение максимального отклонения

Вывод

В данной работе был проведен расчет на определение общей деформации и коэффициента запаса прочности, с помощью программного продукта *Ansys*.

Исходя из расчетов делаем вывод, что данный шпиндель выдерживает нагрузки, возникающие в процессе резания и зубчатого зацепления, так как коэффициент запаса прочности равен 15.

Отклонение зеркала шпинделя составляет 0,0012644 мм.

Паспорт курсового проекта

по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудования», 4 семестр

1. Методика оценки.

Тематика курсового проекта – разработка привода главного движения специального технологического оборудования.

Выполнение КП является одним из важнейших этапов конструкторской подготовки инженера. На нем систематизируются и углубляются знания, полученные ранее при изучении многих естественнонаучных, общетехнических и специальных дисциплин.

Основные цели этой работы, имеющей творческий характер, состоят в том, что она позволяет студенту в полной мере овладеть методикой проектирования нового и совершенствования действующего технологического оборудования с обеспечением требуемых показателей качества; развить умение производить сложные инженерные расчеты и закрепить навыки конструирования с эффективным привлечением средств ВТ, приобретенные при выполнении предшествующих КП, и повысить эрудицию в конкретной области машиностроения.

Выставление оценок за КП осуществляется на основе выполнения и защиты одного типового задания. Защита КП в соответствии с уровнем знаний: "удовлетворительно" – 30...36 баллов; "хорошо" – 37...43 баллов; "отлично" – 44...50 баллов.

2. Критерии оценки.

*Курсовой проект считается **не выполненным***, если студент не освоил теоретический материал и не смог обобщить теоретический и практический материал; оценка составляет менее 30 баллов.

*Курсовой проект считается состоявшимся на **пороговом уровне***, если студент освоил теоретический материал, но не смог обобщить теоретический и практический материал. Оценка составляет 30...36 баллов (удовлетворительно).

*Курсовой проект считается состоявшимся на **базовом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, допустил несколько ошибок в процессе ответа на вопросы и привёл не достаточно чёткую аргументацию своей точки зрения. Оценка составляет 37...43 балла (хорошо).

*Курсовой проект считается состоявшимся на **продвинутом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, привёл достаточно чёткую аргументацию своей точки зрения по всем разделам. Оценка составляет 44...50 баллов (отлично).

Учитывая, что курсовое проектирование также оценивается в дифференцированной форме, то для выставления итоговой оценки за проект в ведомость и в зачетную книжку студента в "буквенной" форме в соответствии с 15-уровневой шкалой ESTS, вводится переводной коэффициент, **равный 2**. Таким образом, итоговая оценка формируется путем умножения баллов, полученных по результатам выполнения и защиты проекта, на этот коэффициент.

3. Шкала оценки.

Если студент в семестре работал не систематически, в результате чего не набрал требуемое количество баллов, то ему выдается дополнительное задание, тематика и объем которого определяются преподавателем.

Если в результате сдачи зачета студент не набирает 10 баллов или с учетом сдачи зачета его суммарный рейтинг (оценка на зачете + оценка за выполнение практических работ + **ОЦЕНКА ЗА ВЫПОЛНЕНИЕ И ЗАЩИТУ КП**) не превышает 49 баллов, ему выставляется оценка "неудовлетворительно" (FX) с возможностью пересдачи.

При пересдаче зачета студент имеет возможность получить оценку не выше E ("удовлетворительно").

Итоговая оценка по дисциплине выставляется согласно таблице.

Таблица

98-100	93-97	90-92	87-89	83-86	80-82	77-79	73-76	70-72	67-69	63-66	60-62	50-59	25-49	0-24
A+	A	A-	B+	B	B-	C+	C	C-	D+	D	D-	E	FX	F
отлично				хорошо				удовлетворительно				неудовлетворительно		
зачтено													не зачтено	

В общей оценке по дисциплине баллы за проект учитываются в соответствии с правилами балльно-рейтинговой системы, приведенными в рабочей программе дисциплины.

Учитывая, что курсовое проектирование также оценивается в дифференцированной форме, то для выставления итоговой оценки за проект в ведомость и в зачетную книжку студента в "буквенной" форме в соответствии с 15-уровневой шкалой ESTS, вводится переводной коэффициент, **равный 2**. Таким образом, итоговая оценка формируется путем умножения баллов, полученных по результатам выполнения и защиты проекта, на этот коэффициент.

При систематической работе студента над проектом согласно вышеуказанному графику начисляется дополнительно 10 баллов.

Итоговая оценка за выполнение и защиту КП.

Таблица

98–100	93-97	90-92	87-89	83-86	80-82	77-79	73-76	70-72	67-69	63-66	60-62	50-59	25-49	0-24
A+	A	A-	B+	B	B-	C+	C	C-	D+	D	D-	E	FX	F
отлично				хорошо				удовлетворительно				неудовлетворительно		
зачтено													не зачтено	

4. Примерный перечень тем курсового проекта (работы).

Тематика курсового проекта – разработка привода главного движения металлообрабатывающих станков и технологических комплексов.

Выполнение КП является одним из важнейших этапов конструкторской подготовки инженера. На нем систематизируются и углубляются знания, полученные ранее при изучении многих естественнонаучных, общетехнических и специальных дисциплин.

Основные цели этой работы, имеющей творческий характер, состоят в том, что она позволит студенту в полной мере овладеть методикой проектирования нового и совершенствования существующего технологического оборудования с обеспечением требуемых показателей качества; развить умение производить сложные инженерные расчеты; закрепить навыки конструирования с эффективным привлечением средств ВТ, приобретенные при выполнении предшествующих КП, и повысить эрудицию в конкретной области машиностроения.

Опыт, полученный при работе над проектом, даст студенту возможность реально оценить свою способность к самостоятельному решению сложных практических задач и станет необходимым фундаментом для дальнейшего совершенствования по профилю избранной инженерной специальности. Объективным критерием уровня знаний является качество выполнения КП, умение аргументировано обосновывать и отстаивать принятые технические решения, сравнивать их с альтернативными вариантами.

На первом этапе осуществляется разработка общей концепции специализированного оборудования, предназначенного для обработки конкретной детали-представителя. На основе выбранных методов производится моделирование эксплуатационных характеристик, а затем обоснование технических характеристик.

Вариант задания формируется на основе цифрового трехразрядного кода, устанавливаемого руководителем курсового проектирования. В частности, при шифре 754 необходимо выписать данные седьмой колонки табл. 2 (или 5), а из табл. 3 (или 6) и табл. 4 (или 7) – соответственно пятого и четвертого столбцов.

Кратко прокомментируем принятые в заданиях условные обозначения.

Табл. 2 и 5 содержат информацию о типоразмере и классе точности станка, варианте компоновки привода главного движения, а также о значении одной из эксплуатационных характеристик последнего – эффективной (номинальной) мощности на шпинделе. Заданием предусмотрено проектирование унифицированного привода с главным вращательным движением рабочего органа для двух наиболее распространенных типов металлообрабатывающего оборудования: токарного – Т и фрезерного – Ф. Основным размерным параметром для токарных станков является максимальный диаметр обрабатываемой детали над станиной, а для фрезерных – ширина стола. С учетом функционального назначения и компоновки привода, которая определяет расположение направляющих элементов несущей системы металлорежущего оборудования или положение оси шпинделя в пространстве, универсальные токарные станки подразделяются на патронные – ТП и центровые – ТЦ. Соответственно для многоцелевых токарных станков с ЧПУ, а также фрезерного оборудования предусмотрено наклонное – ТН, вертикальное – ТВ и ВФ и горизонтальное – ГФ исполнение привода. В общем случае проектированию подлежат приводы станков трех классов точности: нормального – Н, повышенного – П и высокого – В.

Т а б л и ц а 2

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тип станка	ТП	ВФ	ТЦ	ГФ	ТП	ВФ	ТЦ	ГФ	ТП	ВФ
Основной параметр станка, мм	160	320	200	400	250	160	400	200	320	250
Эффективная мощность на шпинделе, кВт	1,8	6,0	2,4	8,8	3,2	2,4	6,0	3,2	4,6	4,2
Класс точности станка	В	П	П	Н	В	П	П	Н	Н	В

Т а б л и ц а 3

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальная частота вращения, 10^3 мин^{-1}	4,0	2,5	2,5	4,0	2,8	1,4	2,0	1,6	3,2	2,0
Общий диапазон регулирования скорости	16	25	12,5	14	45	11,2	22,4	10	20	31,5
Диапазон регулирования скорости $N=\text{const}$	5,6	16	5	10	22,4	4	11,2	6,3	8	12,5
Допустимая потеря скорости резания, %	30	40	20	40	50*	30	30	40	40*	20

Т а б л и ц а 4

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Система управления приводом	Д	Р	Д	Р	Д	Р	Д	Р	Р	Д
Технический ресурс привода, 10^3 ч	20	14	11,2	10	16	17,5	12	18	12,5	15
Режим нагружения привода $\bar{N}/N_{\text{ном}}$	Л	Т	С	Л	Т	С	С	Т	С	Л
Система смазывания привода	Ц	И	Ц	И	Ц	И	Ц	И	И	Ц

Т а б л и ц а 5

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тип станка	ТН	ВФ	ТН	ГФ	ТВ	ВФ	ТВ	ГФ	ТН	ВФ
Основной параметр станка, мм	500	320	400	250	500	400	400	200	320	250
Эффективная мощность на шпинделе, кВт	14	8	3	12	6	16	10	4	6,8	5
Класс точности станка	П	В	В	П	В	П	П	В	В	П

Т а б л и ц а 6

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальная частота вращения, 10^3 мин^{-1}	5,0	2,8	4,5	3,2	2,0	5,6	2,5	6,0	4,0	3,6
Общий диапазон регулирования скорости	110	65	80	100	85	90	75	60	120	70
Диапазон регулирования скорости $N=\text{const}$	40	12,5	24	28	20	32	10	8	36	16
Вид электропривода	П	А	А	П	А	П	П	А	А	П

Т а б л и ц а 7

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Система управления приводом	Г	Э	Э	Г	Э	Г	Э	Г	Г	Э
Технический ресурс привода, 10^3 ч	20	14	11,2	10	16	17,5	12	18	12,5	15
Режим нагружения привода $\bar{N}/N_{\text{ном}}$	Л	Т	С	Л	Т	С	С	Т	С	Л

Оставшиеся таблицы включают сведения о скоростных возможностях, режиме работы привода и особенностях конструктивного исполнения его отдельных систем.

Общий диапазон регулирования отражает отношение максимальной частоты вращения шпинделя к минимальной. Диапазон регулирования с постоянной мощностью позволяет найти значение так называемой расчетной частоты вращения привода. Допустимая потеря скорости резания предопределяет величину знаменателя ϕ геометрического ряда частот вращения привода с дискретным регулированием, причем значение потери скорости, отмеченное звездочкой, присуще большему ϕ (структура привода с двумя знаменателями ряда). Для станков с плавным регулированием его величина, как известно, равна нулю. Поэтому для станков с ЧПУ вместо этого параметра в качестве исходного данного введено другое требование: вид электропривода (табл. 5). В этих станках бесступенчатое изменение частоты вращения шпинделя можно обеспечить путем применения электродвигателя либо постоянного тока – П, либо асинхронного с частотным регулированием – А.

Приводам станков общего назначения присущи два типа систем управления: ручной – Р и дистанционный – Д. Последняя, как и в станках с ЧПУ, конструктивно может быть

выполнена на базе электрической – Э или гидравлической – Г энергий. Режим нагружения (легкий – Л, средний – С, тяжелый – Т) отражает отношение средней мощности, реализуемой в процессе эксплуатации станка, к номинальной мощности привода. Станки с универсальным характером выполняемых технологических операций оснащаются (табл. 3) двумя типами систем смазывания привода: индивидуальной – И или централизованной – Ц. Все другие решения, выходящие за рамки технического задания, принимаются студентами самостоятельно, но наиболее принципиальные вопросы необходимо в обязательном порядке согласовать с руководителем курсового проектирования.

Анализ конструкций приводов станков-аналогов

Напоминаем, что после ознакомления с комплексом требований технического задания именно с этого вопроса начинается работа над курсовым проектом **по типовой тематике**, т.е. с изучения и анализа принципа действия и конструкции привода главного движения известных на настоящий момент станков аналогичного по функциональному назначению (или прототипа). Кроме рекомендуемой литературы, желательно использовать обзоры международных станкостроительных выставок, проспекты фирм, каталоги и другие материалы.

При анализе акцентируют внимание не только на общих, схемных решениях, но и на более конкретных, определяющих специфику конструктивного исполнения изделия. В частности, следует непременно рассмотреть вопросы компоновки как оборудования, так и самого привода, а также его структуру и кинематику. Иначе говоря, анализу подвергают положение узла в станке и его координатных осей в пространстве; способ соединения корпуса коробки скоростей с элементами несущей системы; состав привода; размещение электродвигателя относительно входного вала; системы смазывания зубчатых передач, муфт, опор валов и шпинделя, а также способы настройки частоты вращения, реверса и останова последнего. Изучая конструкции элементов и механизмов приводов, выявляют применяемые в них оригинальные и типовые технические решения.

В результате комплексного анализа исходных данных к проекту и различных вариантов альтернативных решений, их сравнительной оценки с учетом конструктивных особенностей разрабатываемого и существующих узлов формируется общая концепция привода с наиболее рациональным вариантом структуры. Принятые решения в обязательном порядке следует подкреплять необходимыми схемами и рисунками.

Кинематический расчет

Цель расчета – разработка структуры привода главного движения (ПГД), распределение передаточных отношений между кинематическими группами и их оптимизация с последующим подбором числа зубьев колес и шестерен всех передач и диаметральных размеров шкивов. Завершается расчет построением наиболее рационального варианта картины частот вращения и кинематической схемы привода.

Для студентов при решении этого вопроса в качестве исходной служит информация, полученная ранее на этапах синтеза СКС станка (способ регулирования скорости главного движения) и предварительной компоновки привода, а также при обосновании ТХ (предельные значения частоты вращения шпинделя и максимальное значение эффективной мощности резания). *Для студентов, разрабатывающих привод по типовой тематике*, комплекс исходных данных, приведенных в техническом задании, несколько иной. Поэтому на начальном этапе выполнения кинематического расчета возникают некоторые нюансы.

Однако в любом случае прежде всего необходимо определить следующие недостающие исходные данные:

- 1) вычисляют *мощность привода* N_{Π} по формуле

$$N_{\Pi} = \frac{N}{\eta}, \quad (1)$$

где N – эффективная (номинальная) мощность резания, кВт; \square – коэффициент полезного действия (КПД) механической части, который на стадии разработки технического предложения в зависимости от предполагаемой конструктивной сложности привода принимают равным 0,75 ... 0,85.

2) *диапазон регулирования привода* D_{Π} связан с максимальной – n_{\max} и минимальной – n_{\min} частотами вращения шпинделя выражением

$$D_{\Pi} = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}. \quad (2)$$

В зависимости от наличия в исходных данных значений тех или иных характеристик привода по этой формуле и находят искомую характеристику.

Далее кинематический расчет обладает спецификой, свойственной принятому способу регулирования скорости исполнительного органа.

При **ступенчатом (дискретном) регулировании** целесообразно придерживаться такой последовательности:

1. Определяют *число ступеней скорости Z привода*

$$Z = \frac{\lg D_{\Pi}}{\lg \varphi} + 1, \quad (3)$$

где *знаменатель геометрического ряда частот вращения.*

В соответствии с положениями ГОСТ 8032-84 и рекомендациями нормали станкостроения Н11-1 наиболее предпочтительными значениями знаменателя для ПГД являются 1,26; 1,41 или 1,58 [18]. В проектах по типовой тематике для станков с ручным и дистанционным управлением требуемое значение знаменателя ряда выражено в неявном виде – через допустимую потерю скорости резания δV (табл. 11).

Т а б л и ц а 11

$\delta V, \%$	10	20	30	40	50
\square	1,12	1,26	1,41	1,58	2,0

2. После анализа возможных вариантов принимают наиболее приемлемый *тип кинематической структуры* (нормальная множительная, с совпадением части ступеней скорости, с многоскоростным электродвигателем, сложенная, с двумя значениями \square или их комбинация), записывая ее в виде соответствующей *структурной формулы*. Причем последняя должна быть полной, развернутой, т.е. содержать все зубчатые и ременные передачи, включая одиночные. Данный этап расчета является весьма ответственным, ибо здесь приходится одновременно учитывать целый комплекс разнообразных факторов: $Z, \square, \square \square D_{\Pi}$, характер распределения n по графику ее результирующей функции, потребность в реверсировании исполнительного органа (зависит от особенностей технологических операций, выполняемых на станке), класс точности оборудования (отражается, например, на необходимости гашения вибраций при передаче вращения на шпиндель), компоновка привода и т.д.

При поиске оптимального решения целесообразно руководствоваться следующими рекомендациями:

- уменьшение габаритов и массы привода достигается за счет смещения групп с большим числом передач к входному валу, увеличения редукции в группах по мере их приближения к шпинделю, совпадения конструктивного и кинематического вариантов;
- применение многоскоростных электродвигателей существенно упрощает механическую часть привода;
- осевые размеры коробки скоростей можно уменьшить применением связанных колес, установкой одиночных передач между отдельными кинематическими группами, разделением тройных и четвертных блоков на части;

- энергетические потери заметно снижаются при использовании сложенных структур;
- улучшение качественных характеристик шпиндельного узла (жесткость, виброустойчивость, теплостойкость) обеспечивается при минимальном количестве зубчатых передач в конструктивно последней группе, а повышение плавности его работы – при использовании в этой роли ременной передачи;
- реверс и торможение электродвигателем ухудшают динамические характеристики привода и другое.

3. С учетом выявленных \square и Z из \square ряда предпочтительных чисел (приложение 4) выписываются стандартные значения частот вращения шпинделя от n_{\max} до n_{\min} . При этом возможна корректировка ранее вычисленного D_{Π} .

4. На базе принятой структурной формулы привода определяют их характеристики. Каждая из них, как известно, численно равна количеству ступеней скорости, полученных за счет переключения предшествующих групп.

5. Приступают к построению картины частот вращения привода, типовой фрагмент который показан на рис. 5. Она позволяет наглядно представлять последствия принимаемых решений и очень удобна для определения передаточных отношений i (отношение частот вращения ведомого элемента к ведущему) всех передач, поскольку при графоаналитическом методе их величина подчиняется зависимости

$$i_j = \Phi^{\pm m_j}, \quad (4)$$

где m_j – количество интервалов сетки картины, перекрываемых лучом j -й передачи, причем знак "+" отражает повышающую (мультипликация), а "-" – понижающую (редукция).

Задавая угол наклона лучей и искусственно перераспределяя количество интервалов сетки между одиночными и групповыми передачами, конструктор тем самым фиксирует не только передаточные отношения отдельных передач, но и характер их изменения для привода в целом. Очевидно, что эта процедура является многовариантной.

В то же время при построении картины учитываются известные ограничения, накладываемые на передаточные отношения зубчатых и ременных передач. Так, для прямозубых колес $0,25 \leq i_j \leq 2,0$. Тогда количество интервалов, занимаемых лучами понижающих и повышающих передач, не должно превышать предельных значений, указанных в табл. 12.

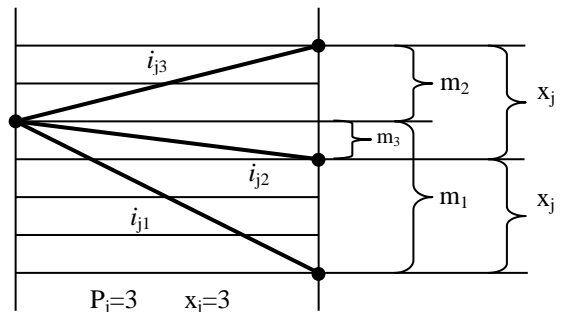


Рис. 5. Графическое изображение передач на картине частот вращения

Количество интервалов передачи	Знаменатель геометрического ряда \square				
	1,12	1,26	1,41	1,58	2,0
Понижающей	12	6	4	3	2
Повышающей	6	3	2	1,5	1

Ограничения для ременных передач различного типа и рекомендуемые параметры стандартных шкивов приведены в литературе [2, 4], но нужно помнить, что их максимальный диаметр, по крайней мере, не должен выходить за пределы габаритов привода.

Получение реальной картины без наличия конкретного источника движения, конечно же, невозможно. Однако сейчас осуществить его выбор довольно

затруднительно, да и нежелательно. И вот почему. По данным каталогов на электрооборудование или другой справочной литературы, например [15], можно предварительно установить *тип одно- или многоскоростного асинхронного электродвигателя* последних модификаций пока только по такой технической характеристике, как мощность N_D . Причем по условию, которое не вызывает сомнений: $N_D \geq N_{II}$. Что же касается выбора значения другой важной характеристики двигателя: *частоты вращения ротора (вала)*, то этот вопрос требует дополнительной проработки.

Дело в том, что технико-экономические показатели привода в значительной мере

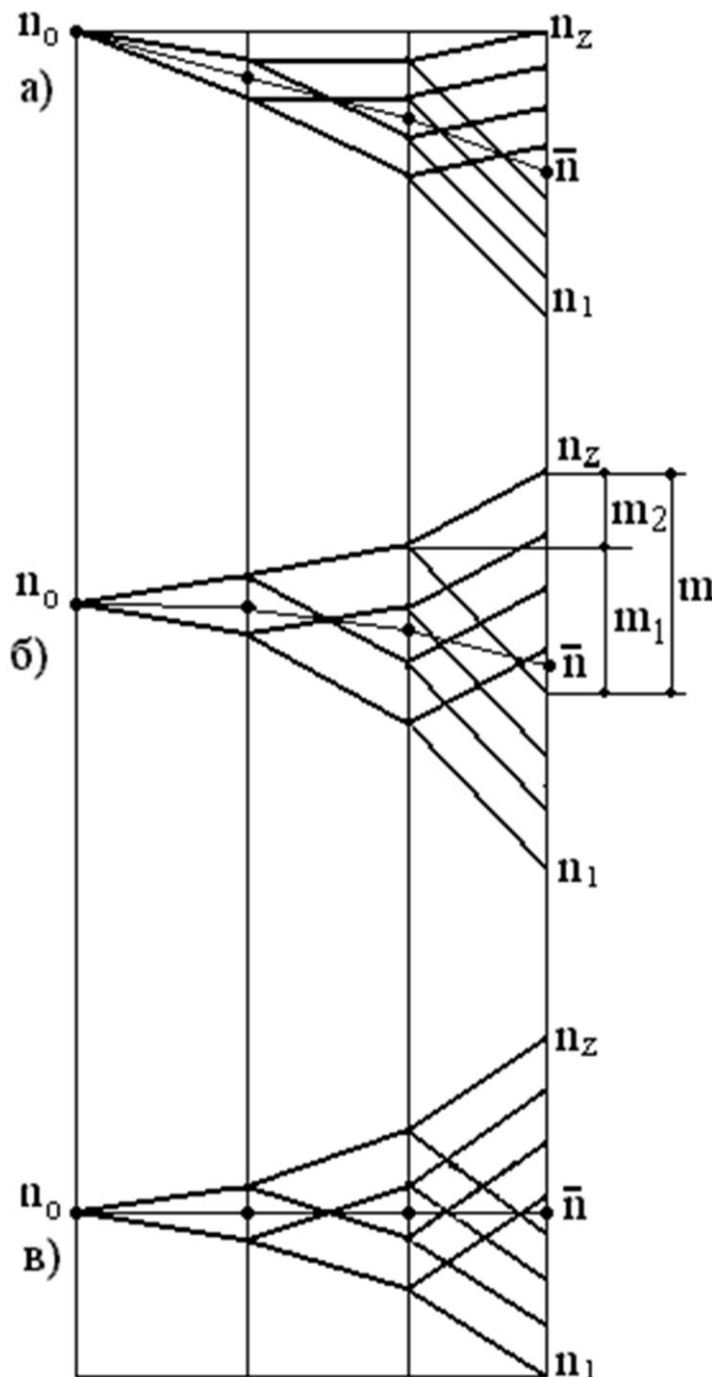


Рис. 6. Вариации картины частот вращения

зависят от соотношения частот вращения входного вала и шпинделя (рис. 6). В целом повышение частоты вращения электродвигателя приводит к увеличению его КПД и $\cos \varphi$ уменьшению габаритов и массы. Вместе с тем рост частоты вращения промежуточных валов механической части вследствие интенсификации процессов трения негативно отражается на энергетических потерях и долговечности (в том числе и за счет роста количества циклов нагружения) привода, а также уровне шума (эксперименты показывают: увеличение окружной скорости вращения зубчатых колес в два раза при прочих равных условиях сопровождается ростом уровня шума примерно на 7 децибел, что ощущается как почти двукратное его усиление). Кроме того, в этом случае минимальные передаточные отношения приближаются к своим предельно допустимым значениям, что приводит к возникновению известных проблем при конструктивном оформлении привода.

Обеспечение требуемого комплекса показателей качества механической части привода на стадии кинематического расчета достигается путем оптимизации передаточных отношений групп передач. В общем случае последние выбирают таким

образом, чтобы линия $n_0 n$, соединяющая середины интервалов частот вращения на выходе групп, была близка к прямой.

Наиболее применяемый на практике вариант картины при условии сопоставимости

частоты вращения электродвигателя и максимальной частоты вращения шпинделя показан на рис. 6, а.

Оптимальным соотношением редукции к мультипликации обладает структура, изображенная на рис. 6, б. Она получается тогда, когда понижающие передачи перекрывают две трети диапазона каждой кинематической группы ($m_1 = 2/3m$), а повышающие соответственно оставшуюся треть – $m_2 = 1/3m$. Такой вариант улучшает условия зацепления зубьев шестерен, обеспечивая довольно низкий уровень шума и вибраций. Для него также характерно, пусть и монотонное, но все же нарастание максимальной частоты вращения валов.

Картина с симметричным расположением передач в группе (рис. 6, в) свойственна приводу с максимальной степенью унификации зубчатых колес. При одинаковом модуле в трех рассматриваемых вариантах данный обладает наименьшими радиальными габаритами. В то же время очевидно, что здесь все передачи "загоняются" в область низких частот и соответственно больших крутящих моментов со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Таким образом, в результате сравнительного анализа и оценки альтернативных вариантов картин частот вращения привода на основе изложенных соображений, отдавая приоритет тому или другому технико-экономическому показателю, либо пытаясь совместить требования по ряду критериев, и устанавливают наиболее рациональное значение второй характеристики электродвигателя: *асинхронной* частоты вращения n_d .

Методика кинематического расчета при **плавном (бесступенчатом) регулировании** скорости выглядит несколько иначе:

1. В первую очередь на основе имеющейся на данный момент исходной информации осуществляют мотивированный выбор *способа регулирования скорости* рабочего органа привода и *типа устройства для его реализации*. Этот вопрос является чрезвычайно важным и принципиальным для студентов с конструкторской специализацией, поскольку качество его решения во многом предопределяет не только конструктивное исполнение привода, но и технологические возможности оборудования в целом.

Как известно, в ПГД металлорежущих станков используются два способа: *механический* и *электрический*. Первый осуществляется при помощи *фрикционных вариаторов* в паре с нерегулируемым асинхронным электродвигателем, а второй – *двигателями постоянного тока* или *асинхронными с частотным регулированием*. Каждый из них имеет достоинства и недостатки, а, следовательно, и сферу применения.

Среди основных технических характеристик вариаторов и двигателей наибольший интерес представляют две: мощность N_d и диапазон бесступенчатого регулирования скорости при условии обеспечения ее постоянства D_{BN} .

Фрикционные вариаторы поддерживают стабильность мощности, хотя и на довольно низком уровне, во всем рабочем диапазоне, но обладают вследствие скольжения при перегрузках жесткой механической характеристикой, а также узким диапазоном регулирования $D_B = D_{BN}$, величина которого обычно не выходит за пределы значений 4...6. В настоящее время эти устройства достаточно редко используют в ПГД станков малого и среднего типоразмера.

В электродвигателях постоянного тока и асинхронных обычно применяется так называемое двухзонное регулирование скорости: от нуля до номинальной частоты $n_{дном}$ вращение вала осуществляется с передачей постоянного крутящего момента (диапазон $D_{дм}$), а далее – до максимальной частоты $n_{дmax}$ – с обеспечением постоянства мощности (диапазон $D_{дн} = D_{BN}$). Двигатели способны развивать большую мощность, однако характер ее изменения, предельные значения $D_{дн}$ и $D_{дм}$ существенным образом зависят как от их типа, так и режима работы. Они нашли наибольшее распространение в приводах станков с ЧПУ.

Типовой вид зависимости мощности от частоты вращения (так называемая нагрузочная или механическая характеристика) на разных режимах работы асинхронного

двигателя приведен на рис. 7. Здесь необходимо обратить внимание на следующие обстоятельства. У этого типа двигателей на практике чаще всего используются два основных режима функционирования: непрерывный, т.е. без пауз (кривая 1), и повторно-кратко-временный – с периодическим отключением разной длительности (кривая 2).

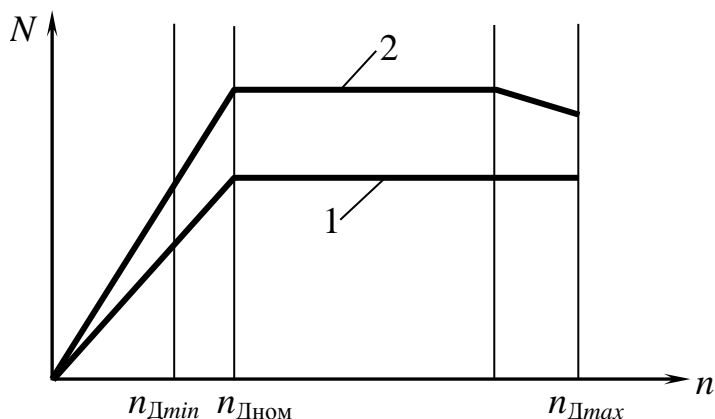


Рис. 7 Нагрузочная характеристика двигателя

Как видно из рисунка, режим работы двигателя очень сильно влияет не только на максимально развиваемый им уровень мощности N_d , но и на диапазон поддержания ее стабильных значений – $D_{дN}$. В частности, при больших нагрузках в режиме чередования пуска-останова у некоторых моделей после достижения значения максимальной частоты вращения с $N_d = \text{const}$ на характеристике наблюдается спад мощности разной крутизны.

Следует отметить, что при выборе электродвигателя с выполнением неременного условия $N_d \geq N_{\Pi}$ использование при курсовом проектировании всей величины диапазона $D_{дN}$ характеристики вовсе не обязательно.

Шпиндельные узлы современных многоцелевых токарных станков с ЧПУ, как правило, помимо главного вращательного обеспечивают также движение подачи и установочное перемещение. Поэтому приводы главного движения таких станков целесообразно оснащать электродвигателями постоянного тока, обладающими перед асинхронными одним несомненным преимуществом: значительно большим $D_{дM}$. По виду их механическая характеристика аналогична характеристике асинхронного двигателя при непрерывном режиме функционирования (зависимость 1).

Выбор типовой конструкции фрикционных вариаторов по данным специальной литературы при наличии технических требований затруднений обычно не вызывает. Что же касается электрического способа регулирования, то в соответствии с тенденцией развития станкостроения рекомендуется применение различных моделей асинхронных электродвигателей передовых отечественных и зарубежных фирм, например “SIMENS” или “FANUK”, оснащенных стандартным комплектом преобразовательной и управляющей аппаратуры. То же относится и к двигателям постоянного тока, выбор которых следует производить либо по специализированным каталогам, либо по данным учебной литературы, например.

В процессе принятия решения по выбору той или иной модели двигателя необходимо тщательно проанализировать по каталогу их технические характеристики и в первую очередь нагрузочную.

2. Определяют число ступеней скорости механической части привода по выражению

$$Z = \frac{\lg D_{\Pi N}}{\lg D_{дN}}, \quad (5)$$

где $D_{\Pi N}$ - диапазон регулирования привода при постоянной мощности.

На основе полученного значения Z неизбежно приходится рассматривать такую альтернативу. При округлении его до ближайшего целого числа в большую сторону осознанно закладывается перекрытие части диапазона регулирования привода: некоторые частоты вращения валов и шпинделя будут дублироваться по разным кинематическим цепям. В противном случае (при округлении в меньшую сторону) заранее

программируется разрыв. Однако это совсем не означает, что в некотором интервале частот вращение шпинделя не обеспечивается: оно осуществляется, но с передачей постоянного момента. Хотя подобный прием довольно часто используется в ПГД станков с ЧПУ (упрощается конструкция механической части), следует помнить, что наличие разрыва свидетельствует о потере производительности обработки в соответствующем интервале частот диапазона регулирования.

Принятие того или иного решения обусловлено спецификой выполняемых на станке технологических операций, *отражением которой для студентов является характер результирующей функции распределения частоты вращения, полученной при обосновании ТХ*. Фактическую величину перекрытия или разрыва можно вычислить после определения передаточных отношений передач привода, в то же время нужно иметь в виду, что относительное снижение мощности в месте разрыва не должно превышать 20%.

3. Составляют развернутую структурную формулу привода. Учитывая, что число ступеней скорости механической части привода невелико (обычно не более четырех), в качестве структуры чаще всего используют нормальную множительную или сложенную.

4. Находят передаточные отношения передач. В кинематических структурах с плавным регулированием скорости для этой цели применяют, как правило, аналитический метод, тогда картина частот вращения играет чисто иллюстративную роль. Однако ради упрощения задачи более предпочтительным, на наш взгляд, является использование комбинации аналитического и графоаналитического методов. Привлечение эффекта наглядности позволяет быстро и адекватно оценить результаты принимаемых решений.

При оформлении картины сетку желательно наносить с малым шагом, например $\square \square = 1,12$ или $1,26$. Применение стандартного ряда дает возможность зафиксировать установленные предельные значения частот вращения двигателя и шпинделя, а в дальнейшем и промежуточных валов.

Сначала вычисляют минимальное передаточное отношение I_{\min} привода

$$I_{\min} = \frac{n_{\min}}{n_{\text{Дном}}} = \prod_{j=1}^k i_j, \quad (6)$$

где k – количество передач кинематической цепи с наибольшей редукцией.

Затем полученное численное значение I_{\min} искусственно разбивают на сомножители, величина каждого из которых и отражает конкретное значение передаточного отношения соответствующих понижающих одиночных и групповых передач кинематической цепи (количество этих передач, естественно, равно k). Причем на первом этапе целесообразно задавать предельные минимальные значения зубчатых и ременных передач. Если их произведение будет больше I_{\min} , то структурную формулу корректируют, вводя

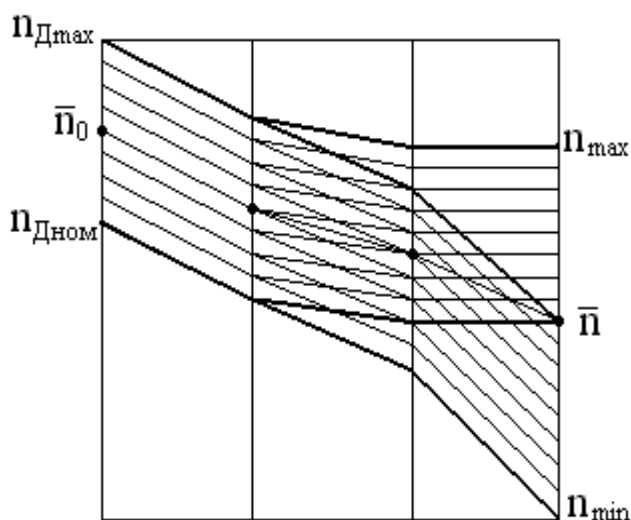


Рис. 8. Картина частот вращения с плавным регулированием скорости.

дополнительно необходимое количество одиночных передач. Для облегчения процедуры можно воспользоваться стандартными значениями передаточных отношений для зубчатых передач (см. приложение 5). Далее придерживаются тех же основных правил, которые действуют применительно к структурам с дискретным регулированием скорости, остается в силе и рекомендация о характере линии $\bar{n}_0 \bar{n}$ (рис. 8). При построении картины перераспределяют передаточные отношения между передачами, получая таким образом окончательный вариант.

Обращаем особое внимание на

такие важные моменты. В кинематических структурах с плавным регулированием обычно используют электродвигатели, максимальная частота вращения которых заметно превышает соответствующую характеристику привода. А это может привести к очень большой редукции привода, из-за чего передаточные отношения понижающих и повышающих передач достигают предельных значений. В этом случае одним из наиболее рациональных выходов из создавшейся ситуации является применение (помимо получения большей редукции за счет введения одиночных передач) такой разновидности сложной структуры, когда каждая передача группы разбивается на две, но, естественно, с меньшим передаточным отношением. Именно такой вариант и показан на рисунке. Известные сложности возникают и при использовании в качестве элементов системы управления приводом электромагнитных и гидравлических многодисковых фрикционных муфт, габариты которых должны соотноситься с диаметрными размерами зубчатых колес. Вот это крайне важное обстоятельство необходимо обязательно учитывать при выборе соответствующих передаточных отношений передач.

После определения передаточных отношений находят *числа зубьев колес и шестерен*, а также *диаметральные размеры шкивов ременной передачи*. Первые параметры обычно подбирают по специальным таблицам (см. приложение 5) или рассчитывают аналитическим методом. При *неизменном модуле* всех передач любой группы процедура подбора осуществляется по критерию обеспечения *постоянства суммы зубьев*. Сумму зубьев рекомендуется принимать в пределах 72...108 с увеличением ее значения по мере приближения к шпинделю. Причем минимальное число зубьев отдельных шестерен желательно ограничить значением $z_{\min} \geq 20$.

По окончании данной операции производят *коррекцию передаточного отношения постоянной передачи*. С этой целью составляют *ряд уравнений кинематического баланса привода* для тех частот вращения шпинделя, которые обеспечиваются передачами с приближенными значениями передаточного отношения, например $30/42 \approx 1/1,41$. По ним и находят среднюю величину передаточного отношения постоянной передачи. Затем любым из приближенных методов (табличным, непрерывных дробей и другими) устанавливают числа зубьев или диаметры шкивов этой передачи. При выборе диаметров шкивов следует руководствоваться стандартами [2, 4]. При наличии двух и более постоянных передач полученное среднее значение передаточного отношения разбивают на части, используя метод разложения на простые сомножители.

В приводах с дискретным регулированием скорости после определения *фактических частот вращения шпинделя* $n_{j\Phi}$ вычисляют их *относительные погрешности* δn_j , выраженные в процентах, которые затем сравнивают с допустимыми на основе зависимости

$$\delta n_j = \frac{(n_j - n_{j\Phi})}{n_j} \leq \pm 10(\varphi - 1). \quad (7)$$

Данный вид расчета целесообразно выполнять в табличной форме. В случае нарушения ограничения (7) необходимо уточнить параметры передач. Как правило, это осуществляется путем изменения сумм зубьев в группах или за счет углового корригирования отдельных передач. Последний прием позволяет не выдерживать условие $\sum z_j = const$.

Завершается кинематический расчет построением окончательного варианта картины частот вращения и разработкой кинематической схемы привода, пример оформления, которых приведен на рис. 9.

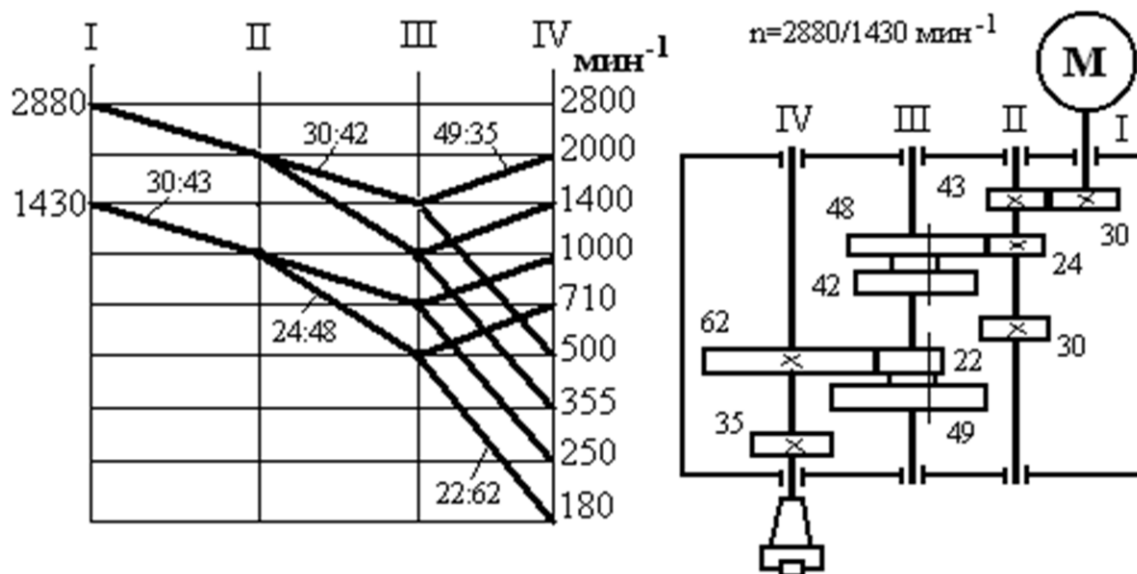


Рис. 9. Картина частот вращения и кинематическая схема привода

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ

Расчетные нагрузки и схемы

Надежность, материалоемкость и другие показатели качества станков во многом зависят от правильной оценки действующих на его узлы и системы эксплуатационных нагрузок, принятых во внимание при проектировании. Продукционным станкам присущи универсальность операций, большой диапазон режимов обработки, возникновение длительных и кратковременных перегрузок при резании и переходных процессах. В связи с этим реально действующие нагрузки статического и динамического характера изменяются в очень широких пределах. Из-за многообразия конструктивных элементов и условий их работы достаточно точное определение используемых в различных видах расчета нагрузок представляет значительные трудности. Поэтому на практике применяют методики, базирующиеся главным образом на статистических данных.

Основой выбора *расчетных (эквивалентных) нагрузок* для привода главного движения чаще всего служат *номинальные крутящие моменты* на элементах его конструкции (зубчатые и ременные передачи, валы и другие):

$$M_{Hj} = 9554 \frac{N}{n_{pj} \eta_j} \quad (8)$$

где M_{Hj} – номинальный крутящий момент на j -м элементе, Н·м; N – эффективная мощность на шпинделе, кВт; n_{pj} – расчетная частота вращения элемента, мин⁻¹; η_j – коэффициент полезного действия кинематической цепи от элемента до шпинделя.

Так называемая *расчетная частота вращения привода* n_p довольно широко используется, как в *металлорежущих станках общего назначения*, так и в станках с ЧПУ при большом диапазоне регулирования скорости.

В проектах по *типовой тематике* для шпиндельной группы, а, следовательно, и привода в целом ее значение находят на основе исходных данных по формуле

$$n_p = \frac{n_{\max}}{D_{\Pi V}}. \quad (9)$$

В проектах для студентов с конструкторской специализацией величину n_p вычисляют на основе зависимости (8), но без учета КПД. При этом значения максимальной эффективной мощности и номинального крутящего момента принимают по результатам моделирования режимов резания. Графически на картине распределения ЭХ положение n_p определяется точкой пересечения линий, соответствующих этим характеристикам.

Полученное значение частоты корректируют до ближайшего стандартного (см. приложение 4). Только начиная с n_p до n_{\max} обработку детали можно вести с использованием полной мощности привода, а ниже ее располагается диапазон регулирования с поддержанием постоянства крутящего момента на шпинделе. Использование расчетной частоты в приводах с дискретным регулированием скорости позволяет уменьшить их габариты и массу, а в станках с ЧПУ еще и конструктивную сложность узла.

Для промежуточных элементов ПГД за расчетные принимают их минимальные частоты, при которых передается полная мощность. Эти значения устанавливают по картине частот вращения.

Коэффициент полезного действия механической части привода при номинальной нагрузке определяют по формуле

$$n_j = \prod_{i=1}^m \eta_i^{\alpha}. \quad (10)$$

где η_i – КПД элемента (по данным справочной литературы или рекомендациям [29]); α_i – число однотипных элементов; m – число элементов с разным КПД.

Установленная величина M_{Hj} и является базовым значением нагрузки, которую применяют при расчете элементов конструкции с учетом специфики условий их работы в приводе.

Так, при оценке жесткости в качестве расчетной обычно используют номинальную: $M_p = M_H$.

Выбор нагрузки при выполнении вычислений на прочность более сложен. Разрушение элемента, в зависимости от величины и характера сил, физико-механических свойств материала, как правило, наступает либо из-за недостаточной статической прочности, либо вследствие усталости. При эксплуатации одни и те же детали работают в различных режимах переменного нагружения. Поэтому сначала нужно внимательно проанализировать весь спектр условий работы элемента с учетом его положения в природе и установить доминирующий режим. Каждому режиму соответствует методика определения эквивалентной нагрузки и вид расчета.

В частности, промежуточные валы и связанные с ними элементы мало подвержены динамическим нагрузкам. В этом случае рекомендуется последовательность расчета, изложенная в работе [29]. По данной методике выбор расчетной нагрузки обусловлен предварительным вычислением коэффициента долговечности ($k < 1$)

$$k = k_T k_{\Pi}, \quad (11)$$

где k_T – коэффициент срока службы, учитывающий длительность эксплуатации станка до капитального ремонта; k_{II} – коэффициент режима нагружения, отражающий переменный характер нагрузки.

Полученную величину сопоставляют с критериями перехода к различным видам расчета на прочность.

Так, при $k < k_{\min}$ достаточно выполнить проверку деталей на *статическую прочность*, а за нагрузку принять $M_P = M_H$.

Если величина фактического коэффициента не выходит за пределы $k_{\min} \dots k_{\max}$, то элементы привода подвергают расчету на *малоцикловую выносливость в условиях ограниченного срока службы*

$$M_P = M_H \cdot k. \quad (12)$$

Расчет на *неограниченный срок службы* (до морального износа) выполняют, когда $k > k_{\max}$. Искомую нагрузку либо определяют по предыдущему выражению, принимая $k = k_{\max}$, либо вычисляют по формуле

$$M_P = \frac{M_H}{k_y}, \quad (13)$$

где k_y – коэффициент упрочнения материала детали.

Более объективную информацию о нагрузках на промежуточных элементах привода можно получить путем математического моделирования по методике.

При эксплуатации приводы главного движения станков испытывают *динамические нагрузки, возникающие в результате неравномерного характера процесса резания, врезания инструмента в заготовку и других факторов*. Эти нагрузки в основном воспринимаются выходными элементами. Для учета такого характера нагрузки при выполнении проверочных расчетов на усталостную прочность значения моментов, полученных по формулам (12) и (13), можно увеличить примерно на 30...50 %. Большие значения принимают для оборудования с прерывистым процессом резания (фрезерного) и при значительном колебании припуска на заготовке, меньшие – для станков с достаточно стабильным процессом обработки (токарных), а также при наличии в приводе демпфирующих элементов: упругих, фрикционных муфт и других.

В период *протекания процессов на холостом ходу станка при пуске, торможении и быстром реверсе шпинделя* (особенно электродвигателем) в приводе также возникают большие динамические перегрузки. Они обусловлены инерционностью системы и отражаются, как правило, на условиях работы входных и выходных элементов. В целом частота таких воздействий зависит от назначения станка и его конструктивных особенностей. Обычно длительность их мала, а количество циклов нагружения электродвигателем невелико и эти перегрузки не оказывают заметного влияния на усталостную прочность. Поэтому данные динамические факторы чаще всего учитывают при проверочном расчете входных и выходных элементов на статическую прочность по максимальным (пиковым) нагрузкам. Их величину определяют как

$$M_P = M_H \cdot k_A, \quad (14)$$

где k_A – коэффициент динамической нагрузки, величину которого обычно принимают в пределах 1,5...2,2, причем большие значения соответствуют самым неблагоприятным сочетаниям конструктивных и технологических факторов (реверс электродвигателем, торможение противовключением двигателя).

При проектировании расчету подлежат практически все основные элементы конструкции привода: валы и подшипники, шпиндель, зубчатые и ременные передачи, базовые детали, органы управления. Все расчеты следует подкреплять соответствующими эскизами или схемами. При этом нужно иметь в виду, что независимо от вида расчета при

прочих равных условиях точность результатов вычислений очень сильно зависит от адекватности принятых расчетных схем для элементов конструкции реальным условиям их нагружения в приводе. Переход от конструктивного исполнения к схеме требует формализации действующих сил, размеров и формы элементов. При этом объективно приходится делать ряд разумных упрощений, вследствие чего любой расчет становится достаточно приближенным. Очевидно, что грамотное составление схем с обоснованием принятых допущений позволяет избежать грубых ошибок в определении параметров элементов, которые могут быть выявлены только на стадии эксплуатации оборудования.

Передачи

Зубчатые передачи

Порядок расчета зубчатых передач приводов станков отличается от принятого в других отраслях машиностроения. Основная специфика состоит в том, что числа зубьев шестерен подбирают при кинематическом расчете. Поэтому *задача сводится к определению модуля, который при неизменном межосевом расстоянии валов одинаков для всех передач группы*. Для эвольвентных цилиндрических зубчатых передач выполняют, как правило, *проектировочный и уточненный расчеты на контактную и изгибную выносливость*, а также *проверочный на действие максимальной нагрузки*. Однако если в результате вычислений полученный коэффициент долговечности окажется меньше допустимого, а также при наличии тихоходных валов передачи подвергают *расчету на статическую прочность*. Причем модуль определяют только для одной – наиболее нагруженной передачи группы. Процесс вычислений довольно трудоемок, поэтому его рекомендуется выполнять на ЭВМ.

При подготовке исходных данных следует помнить, что принимаемые решения носят комплексный характер, так как закладывают основы надежности, технологичности изготовления и сборки привода, конструктивные особенности передач. Поэтому они должны быть очень продуманными. Так, желательно унифицировать номенклатуру материала передач и способы их термической обработки. Причем выбор технологии упрочнения тесно увязан с функциональным назначением деталей (подвижные или неподвижные), целесообразностью и практической осуществимостью последующей чистовой обработки. В постоянных передачах или передачах, получающих вращение, например, при помощи электромагнитных муфт, лучше использовать косозубые колеса. Подвижные в осевом направлении блоки допускают, как известно, только прямозубое зацепление. Значения коэффициентов долговечности, а также номинальных крутящих, эквивалентных и пиковых моментов находят по методике, описанной в предыдущем разделе пособия.

Полученные *стандартные значения модуля* одной передачи в каждой кинематической группе позволяют определить геометрические параметры остальных передач привода. Результаты сводят в таблицу. Если по каким-либо причинам величина модуля отдельных групп, а, следовательно, и размеры передач конструктора не устраивают, то ее обычно корректируют путем соответствующего изменения исходных данных и повторного расчета. На практике увеличение модуля производят просто по технологическим или конструктивным соображениям. Подобный прием осуществляют либо при унификации модуля для всего привода с целью сокращения номенклатуры режущего и мерительного инструмента, либо вынужденно – для увеличения межосевого расстояния.

Ременные передачи

Ременные передачи относятся к виду передач гибкой связью и в ПГД применяются в качестве кинематических групп, занимающих различное конструктивное место. В зависимости от структуры привода они могут передавать вращение от электродвигателя

на входной вал коробки скоростей, от выходного вала на автономный шпиндельный узел, а также возможны и другие варианты.

Выбор конкретного типа ременной передачи при прочих равных условиях производят с учетом его достоинств по сравнению с другими. В частности, передачи зубчатым ремнем обладают более высокой тяговой способностью, а клиноременные лучше гасят вибрации.

Критерием работоспособности *клиновых ремней* (нормальных, узких и поликлиновых) являются *тяговая способность и долговечность*, а *зубчатых* - *усталостная прочность зубьев*.

Валы и опоры

Валы

При эскизном проектировании, когда размерные параметры валов еще неизвестны, разработку их конструкции начинают с приближенной оценки диаметров исходя из условия прочности только на один вид нагружения – кручение [30]

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_H}{0,2[\tau]}}, \quad (15)$$

где $[\tau] = (12 \dots 15) \cdot 10^6$ Па – условное допускаемое напряжение при кручении.

Рассчитав, таким образом, диаметры под приводным элементом, выявляют другие размеры, размещая, на валах зубчатые колеса, муфты и подшипники. При этом валы получаются ступенчатыми, что диктуется, в том числе, и технологией их сборки. Значения диаметров выбирают стандартными, а их перепад – минимальным. По существу, здесь закладывается основа конструкции валов, поэтому следует стремиться к ее рациональному упрощению. Для этого заранее продумывают наиболее приемлемые способы базирования и крепления элементов, по возможности избегая буртиков, резьбы, отверстий, одновременного выполнения шлицевых и цилиндрических поверхностей при малой длине вала. Неоправданное усложнение конфигурации предопределяет повышение трудоемкости изготовления, что нетехнологично, и появление излишних концентраторов напряжений, снижающих надежность вала.

Когда вопросы компоновки привода и определения габаритов коробки, элементов и механизмов решены, приступают к окончательной проработке конструкции валов с детализацией их формы и размеров, назначению посадок на соединения и производят расчеты.

Проверочному расчету подвергают все валы привода, однако при большом объеме вычислений, *по согласованию с руководителем*, можно ограничиться расчетом самых нагруженных. Как известно, валы коробок передач рассчитывают *на усталостную и статическую прочность, жесткость и виброустойчивость*. Целесообразность применения того или иного вида расчета нужно обосновать, так как валы испытывают различные условия нагружения и в неодинаковой степени влияют на работоспособность привода.

Так, например, самостоятельные колебания передаточных валов коробок не играют заметной роли в динамике привода. А вот колебания входного и особенно выходного (или шпинделя) валов могут оказать решающее влияние на виброустойчивость. Неблагоприятное сочетание таких факторов, как высокая частота вращения, большие и неуравновешенные массы, значительная длина пролета или консоли, могут привести к возникновению резонанса. Методики, применяемые при оценке виброустойчивости, основаны на вычислении собственной частоты колебаний вала и сравнении ее с частотой вынужденных.

Деформация вала приводит к повышению контактных нагрузок в зубчатом зацеплении, опорах и т.д. Расчет на жесткость выполняют в том случае, если прогиб

существенно влияет на работоспособность конструкции. Обычно это наблюдается при больших значениях отношения длины вала к диаметру. Величина допускаемых деформаций зависит от конкретных требований к конструкции. Рекомендуется придерживаться следующих допустимых значений: прогиб под шестерней – $0,01...0,03$ модуля зацепления, угол наклона оси вала под шестерней – $0,001$ рад, угол поворота вала в подшипниках – $0,0025...0,005$ рад. Упругие перемещения определяют методами суперпозиции или начальных параметров.

Преобладающий вид разрушения валов – усталостный, поэтому расчет на выносливость является для них основным. Его ведут по длительно действующей нагрузке с определением коэффициентов запаса прочности в опасных сечениях.

Статическое разрушение вала наблюдается значительно реже и происходит под действием случайных кратковременных перегрузок. Расчет используют в качестве проверочного для предупреждения пластического деформирования с определением эквивалентных напряжений в опасных сечениях по одной из теорий прочности.

По итогам выполнения проверочных расчетов размера валов, полученные на стадии эскизного проектирования, подлежат уточнению.

Как отмечалось выше, достоверность вычислений при прочих равных условиях во многом зависит от грамотно составленной расчетной схемы. Последовательность разработки схемы при расчете вала на прочность и критерии выбора опасных сечений рассмотрим на конкретном примере. Условная кинематическая схема привода изображена на рис. 10, а, пространственная компоновка валов (свертка) – на рис. 10, б.

Построение схемы начинают с выявления конструктивного исполнения вала и анализа действующих на него сил. Допустим, что уточненному расчету подлежит второй

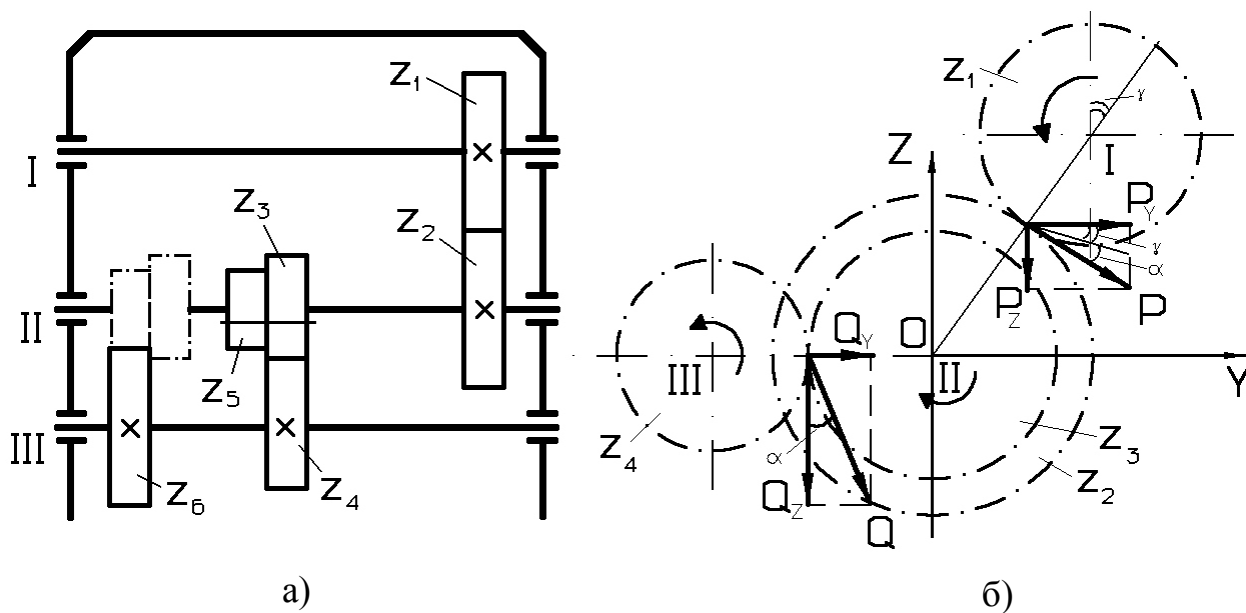


Рис. 10. Схема сил, действующих на вал

вал коробки. На нем находятся прямозубые неподвижное колесо и подвижный блок. Очевидно, что в крайних положениях последнего изгибающий момент и нагрузка на опоры различны (при постоянстве крутящего момента). Проверке необходимо подвергнуть наихудший вариант нагружения вала, однако выявить его заранее не всегда представляется возможным. На практике корректным является только такой расчет, который учитывает все варианты нагружения. В тоже время для сокращения трудоемкости, по согласованию с руководителем, допускается выбор одного – наиболее целесообразного варианта, который устанавливают на основе предварительного анализа.

Предположим, что вал испытывает наиболее тяжелый режим нагружения в правом положении подвижного блока. Вычерчивают конструктивную схему вала (рис. 11, а) без излишней детализации тех элементов, которые не оказывают влияние на расчет.

Вал рассматривают как балку, лежащую на шарнирных опорах и нагруженную

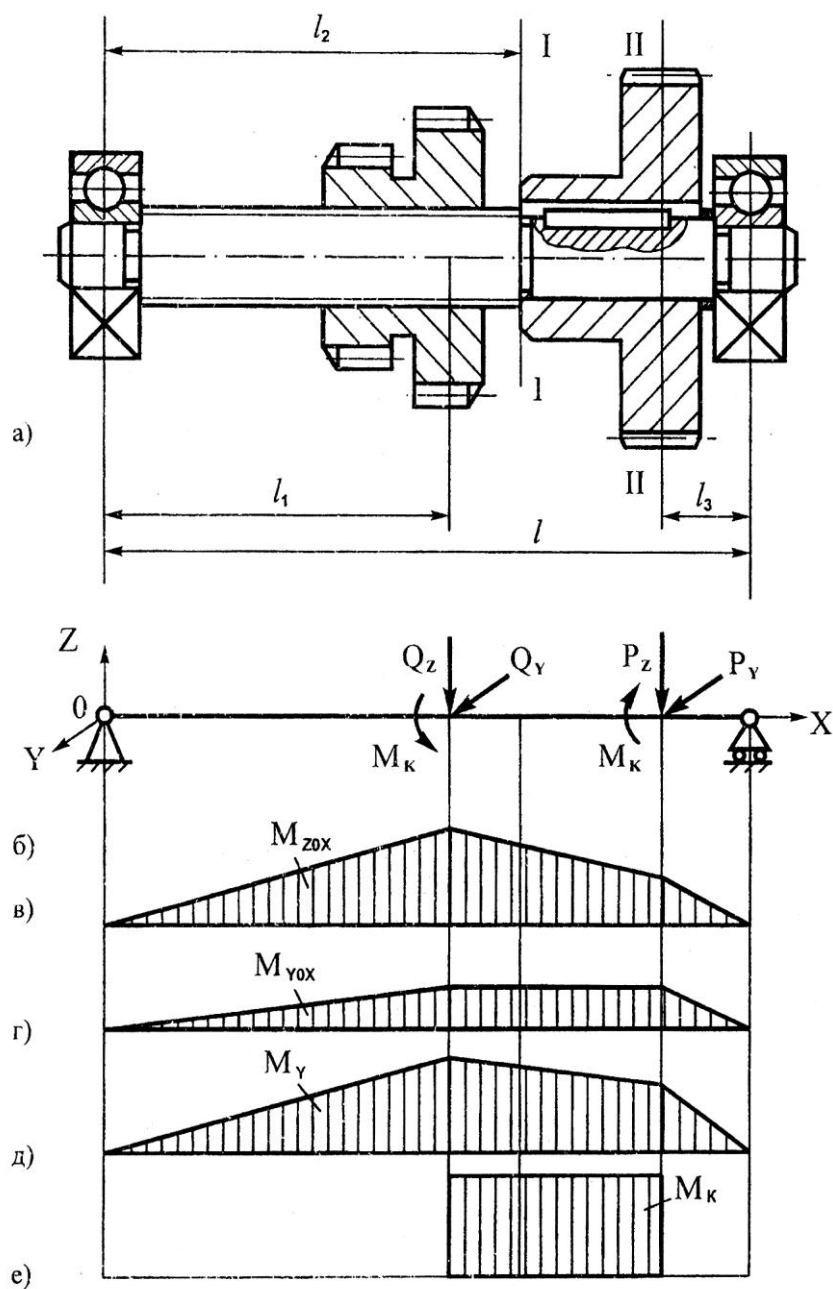


Рис. 11. Конструктивная и расчетная схемы вала

сосредоточенными силами и моментами. Нагрузки, действующие со стороны конца колеса z_2 и шестерни z_3 блока, устанавливают по компоновочной схеме (рис. 10, б). Для этого усилия в зацеплениях Q и P раскладывают на составляющие в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. В результате приведения сил к геометрической оси вала на общей расчетной схеме (рис. 11, б) действие усилий в зацеплении заменяется действием их составляющих и крутящих моментов. Величину составляющих определяют по известным выражениям [30] соответственно через M_F (см. разд. 4.1.), диаметр делительной окружности шестерен (для корригированных колес – диаметр начальной окружности), угол зацепления α (при косозубых передачах и угол наклона зуба β) и угол α' зависящий от компоновки валов.

После разработки общей расчетной схемы вала составляют схемы нагружения в каждой плоскости (не показано), выявляют реакции опор, строят эпюры изгибающих моментов (рис. 11, в, г), эпюры суммарного изгибающего (рис. 11, д) и крутящего (рис. 11, е) моментов и определяют опасные сечения.

Выбор опасного сечения является весьма важным этапом расчета, и на него необходимо обратить особое внимание. Количество сечений, в которых производится расчет, в общем случае зависит от конструктивного исполнения вала и характера его нагружения по длине. *Критериями выбора сечений являются:* 1) величина эквивалентной нагрузки, определяемая как результат совместного действия изгиба и кручения; 2) степень опасности самого сечения: наличие концентраторов напряжений (шпоночный паз, канавка, посадка, отверстие и другое), диаметральные размеры вала (масштабный фактор), шероховатость поверхности, вид термической обработки или упрочнения.

В рассматриваемом варианте анализ конструктивной схемы и эпюр моментов показывает, что в качестве опасных следует рассматривать сечения I-I и II-II.

Опоры

В опорах валов привода главного движения используются подшипники качения, методика выбора и расчет которых стандартизована [20, 23, 30].

Размеры опор определяют при построении продольной компоновочной схемы привода: размещая на валах связанные с ними элементы, по конструктивным соображениям предварительно выбирают типоразмер подшипников. При этом учитывают специфику условий их работы, принимая во внимание следующие факторы: величину (ориентировочно: по мощности или крутящему моменту), направление и характер действующих сил, быстроходность и требуемый срок службы. При проектировании опор валов, исключая тяжело нагруженные и особо быстроходные, *рекомендуется отдавать предпочтение шарикоподшипникам легких серий и нормального класса точности.*

Конкретный типоразмер подшипников устанавливают проверочным расчетом после определения реакции опор соответствующего вала. В общем случае расчет производят по двум критериям: статической и динамической грузоподъемности. Поскольку валы коробок скоростей сравнительно быстроходны, достаточно ограничиться последним условием, т.е. выполнением *проверочного расчета подшипников на долговечность.*

При окончательной доработке конструкции опор следует помнить, что валы имеют, как правило, большую длину, поэтому, во избежание их заклинивания за счет тепловых деформаций, одной из опор вала выполняют плавающей.

Шпиндельный узел

Шпиндельный узел (ШУ) – исполнительный орган ПГД – предназначен для вращения заготовки или инструмента в процессе осуществления технологических операций. Он является самой важной и ответственной частью привода, да, пожалуй, и металлорежущего оборудования в целом, в значительной мере предопределяющей их работоспособность, так как его эксплуатационные параметры напрямую отражаются на качестве обрабатываемых деталей: форме, размерах и макронеровности поверхностей. Поэтому к ШУ предъявляется ряд обязательных требований, среди которых прежде всего следует выделить *точность вращения, жесткость, виброустойчивость, теплостойкость и надежность фиксации инструмента или детали при условии их точного центрирования.* В зависимости от типа и характера оборудования этот список может быть расширен, например, за счет *быстроходности*, присущей станкам с высокопроизводительными процессами резания, или *автоматизации операций зажима и разжима заготовки*, актуальный для станков – автоматов и полуавтоматов, а также станков с ЧПУ.

На практике реализация всех перечисленных и любых других специфических требований достигается главным образом путем разработки достаточно рационального варианта конструктивного исполнения ШУ и его последующей оптимизации. Однако поиск такого варианта среди множества альтернативных при условии обеспечения всех заданных требований представляет собой очень сложную проблему, поскольку при проектировании ШУ приходится опираться на взаимоисключающие по последствиям инженерные подходы. Разумеется, что критериями правильности принимаемых решений в этом случае служит только соответствующие проверочные расчеты.

В общем случае узел состоит из собственно шпинделя (обычно полого вала), опор и приводного элемента. Реальное же конструктивное исполнение ШУ определяется многими факторами: типоразмером, классом точности, техническими характеристиками и степенью автоматизации станка, типом и местом расположения приводного элемента (а иногда и тормозного устройства), типом опор и способом их смазывания. В зависимости от структуры и компоновки привода он, являясь функционально выходным рабочим валом, может быть встроен в корпус коробки скоростей либо вынесен за ее пределы. Для передачи крутящего момента на шпиндель применяют зубчатые и ременные передачи, муфты. При этом приводной элемент может быть расположен как в межопорной, так и на задней консольной части шпинделя. С учетом величины и характера действующей нагрузки в каждой из опор ШУ устанавливают один или несколько одинаковых или разнотипных подшипников. Если корпус коробки скоростей имеет большие осевые габариты, то узел проектируют и трехопорным.

Таким образом, можно констатировать: конструкции ШУ весьма многообразны, что, естественно, вызывает потребность в различных модификациях соответствующих видов расчетов. С другой стороны, в результате анализа можно выявить несколько типовых конструктивных решений, охватывающих большинство вариантов ШУ с двумя опорами (рис. 12). Унификация конструктивных, а, следовательно, и расчетных схем позволяет обеспечить единообразие в методическом подходе к проведению вычислений по разным критериям и снизить их трудоемкость.

Наиболее широко распространен вариант с одним или несколькими зубчатыми колесами, которые размещены между опорами шпинделя (рис. 12, а). Конструкция со шкивом ременной передачи, закрепленным на заднем конце шпинделя (рис. 12, б), используется в автономных ШУ станков для точной или многолезвийной обработки с целью гашения вибраций и повышения плавности вращения. Варианты с муфтой (рис. 12, в) или подвижным шлицевым соединением применяются в токарных станках с ЧПУ, а также во фрезерном оборудовании с механизмом выдвижения пиноли шпиндельной головки.

Вследствие сложности задачи, обусловленной широким диапазоном требований и объемом исходной информации, процесс проектирования узла разбивают на несколько этапов.

Прежде всего *необходимо определить величину допустимой погрешности обработки заданных поверхностей на проектируемом оборудовании*. Фактически речь идет об установлении поля допуска $[\square]$ на обработку и на этой основе той его части, которая присуща собственно ШУ. С учетом различия в тематике проектов используется два подхода к определению величины $[\square]$.

Первый. Единственным объективным и информативным параметром, который может быть использован в качестве отправной точки для достижения указанной цели, является *шероховатость поверхностей*. Однако из-за того, что при эксплуатации машин и механизмов различные сопряжения деталей отличаются многообразием условий работы, выявить достаточно обоснованные зависимости между точностью изготовления и шероховатостью поверхностей крайне трудно, поскольку требует проведения очень большого объема статистических исследований. В то же время экспериментально найдены *средние значения этих соотношений* (рис. 13).

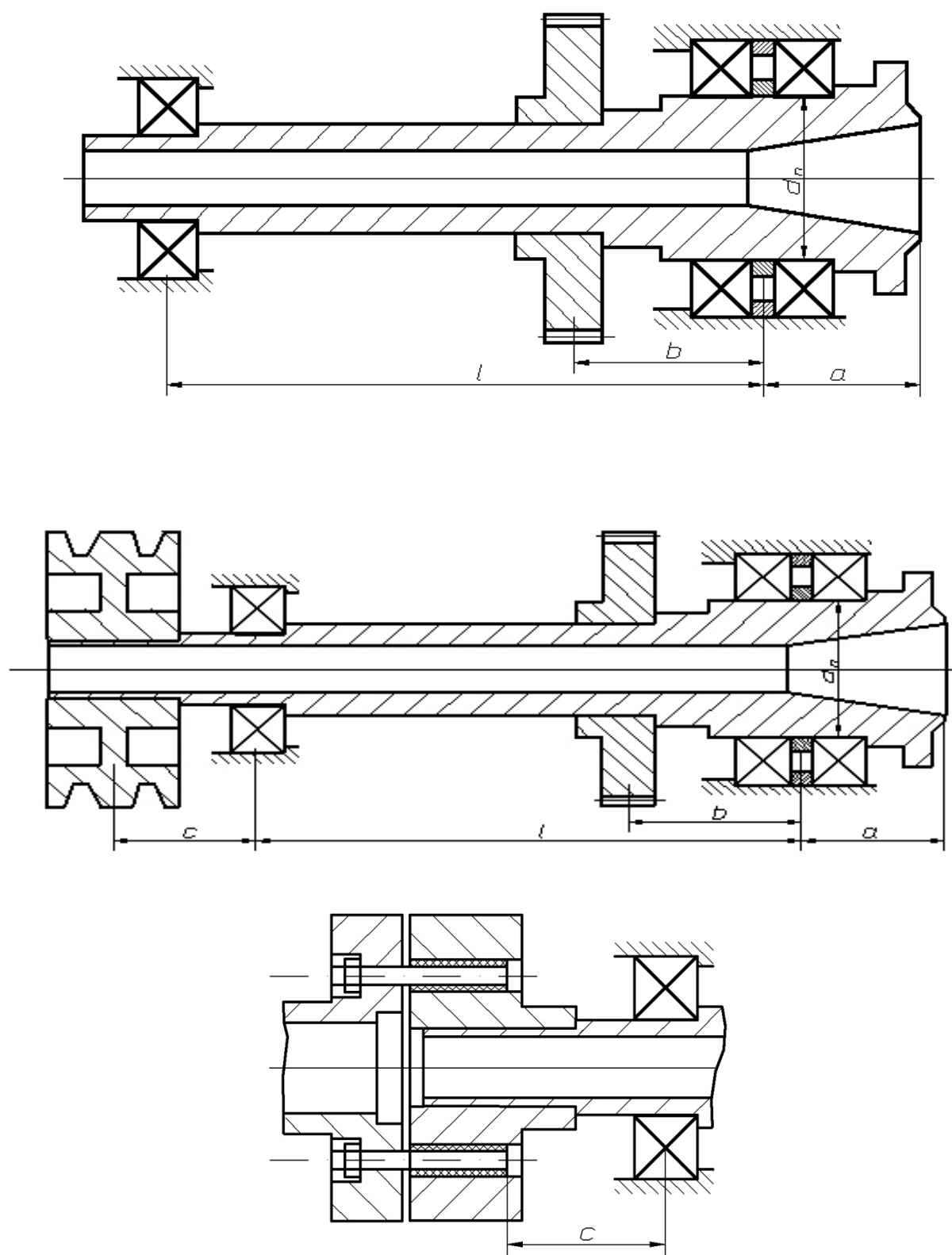


Рис. 12. Типовые конструктивные схемы шпиндельного узла

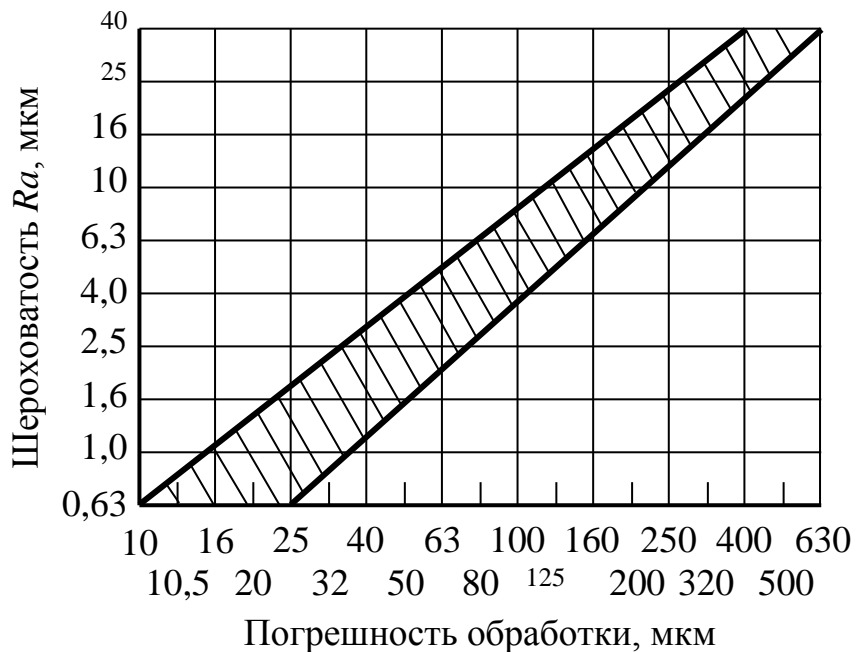


Рис. 13. Зависимость между параметром шероховатости поверхности и погрешностью механической обработки

Таким образом, по заданному значению параметра Ra какой – либо поверхности можно установить погрешность установки $[\Delta]$ требуемого размера, но только в некоторых пределах. В свою очередь характер погрешностей станочной системы (следовательно, и ШУ) очень сильно зависит от методов и режимов резания. Если на оборудовании осуществляется преимущественно черновая обработка, то преобладающей над остальными погрешностью будет, естественно, упругая деформация. В станках, предназначенных для высокоскоростной обработки, а также при чистовом резании наиболее заметную роль играют геометрические и температурные погрешности. Кроме того, на основе $[\Delta]$ при известных размерах поверхности появляется возможность определения качества точности обработки который, пусть и в неявном виде, характеризует соответствующий класс точности металлорежущего оборудования.

Второй. Эта методика используется в проектах, выполняемых по типовой тематике. Величина $[\Delta]$ обусловлена классом точности, основным размерным параметром и характером осуществляемой на станке операции (черновой, получистовой и чистовой). При этом в качестве размера обрабатываемой поверхности детали принимают половину основного параметра (диаметр для токарного и ширина стола для фрезерного оборудования). В учебных целях, с известной долей условности будем считать, что для станков нормального класса точности в среднем можно ориентироваться на 11-й класс точности обработки, класса П – на 9-й, а класса В – на 7-й. Тогда, например, для станков класса точности Н значения $[\Delta]$ в зависимости от размеров обрабатываемой поверхности составляют: в пределах 80...120 мм – 220 мкм, 120...180 мм – 250 мкм, а от 180 до 250 мм – 290 мкм. При том же размерном диапазоне поле допуска для оборудования повышенного класса точности принимает следующие значения: 87; 100 и 115 мкм, а высокого класса: соответственно 54; 63 и 72 мкм.

Главный итог первого этапа – определение допустимой погрешности, приходящейся на долю ШУ, значение которой в общем случае рекомендуется принимать не более 30% от величины $[\Delta]$. Следует помнить, что помимо присущих конкретному ШУ погрешностей в поле допуска на обработку детали учтен и целый ряд других: упругие и температурные деформации элементов несущей системы, ошибка позиционирования, погрешность, связанная с износом инструмента, и другие.

На следующем этапе *выбирают тип опор* (качения, скольжения: гидростатические или гидродинамические) в зависимости от допустимой погрешности обрабатываемых деталей.

Затем на основе анализа условий эксплуатации ШУ *разрабатывают его конструктивную схему* с выбором типа, количества и способа размещения подшипников в передней и задней опорах. В станкостроении наибольшее распространение получили шпиндели на опорах качения, схемы которых в значительной мере унифицированы. Однако нужно иметь в виду то обстоятельство, что при размещении в опоре двух и более подшипников ее быстроходность, как показала практика, снижается примерно на 30%.

На четвертом этапе приступают к определению *главных размеров*, каковыми являются (см. рис. 12) диаметр шейки шпинделя под передний подшипник d_{Π} , межопорное расстояние l и длина консольной части (вылет) a . Именно они оказывают весьма существенное и неоднозначное влияние на точность, жесткость и виброустойчивость узла, температуру опор и, кроме того, очень тесно взаимосвязаны: изменение хотя бы одного из них приводит к изменению сразу нескольких характеристик ШУ. Задача выбора их значений на данной стадии проектирования является весьма сложной. Однако, как показывает опыт станкостроения, заданные критерии могут быть обеспечены, если основные размеры выдержать в пределах соотношений

$$l = (4 \dots 6) d_{\Pi}, \quad a \approx l / (2,5 \dots 3,5) . \quad (16)$$

На практике эти соотношения реализуют, как правило, следующим образом: определяют приблизительно d_{Π} по стандартизованному переднему концу (см. ниже), а затем – остальные размеры. Естественно, что все размеры в дальнейшем будут подвергнуты проверке и уточнению.

На пятом этапе выполняют эскизную компоновку узла, располагая на шпинделе связанные с ним элементы. При этом определяют все присоединительные размеры и уточняют основные, окончательно выбирают подшипники, а также материал шпинделя с соответствующей технологией упрочнения и конструкцию его переднего конца. Конфигурация последнего зависит от способа крепления инструмента или заготовки. Поскольку для этих целей применяют стандартные оснастку и инструмент, передние концы шпинделей различных типов станков также стандартизованы. Форма и размеры внутренних поверхностей обусловлены наличием отверстия для крепления пруткового материала и конструкций зажимного устройства, встраиваемого в шпиндель, при этом минимальная толщина стенки полого вала не должна выходить за пределы порядка 6...8 миллиметров.

Только тогда, когда конструкция ШУ вычерчена в упрощенном виде, приступают к выполнению *проверочных расчетов* по тем критериям, которые характерны для создаваемого станка. В то же время к числу обязательных видов расчетов относятся проверка на точность вращения – радиальное Δ_r и осевое Δ_o биения, а также на жесткость – радиальный прогиб δ_r и осевое δ_o смещение шпинделя в сечении его переднего конца. Напоминаем – *суммарное значение всех погрешностей ШУ не должно выходить за установленное на первом этапе его проектирования ограничение*. По итогам расчета осуществляют оптимизацию основных размеров узла и вносят необходимые изменения в его конструкцию.

Учитывая большую трудоемкость вычислительных операций, расчет целесообразно проводить на ЭВМ.

И только после оптимизации основных размеров, на седьмом этапе, узел вычерчивают в окончательном варианте, прорабатывая конструкцию элементов для выборки зазоров и создания натяга в подшипниках, уплотнений, элементов системы смазывания и других. При этом следует стремиться к тому, чтобы сам шпиндель был по возможности конструктивно и технологически простым, с малым количеством переходов диаметров, шпонок, резьб и канавок в межопорной части.

Корпуса коробок, пиноли

В общем случае возможны *три варианта практической реализации требуемой степени подвижности (числа управляемых координат) привода*, предопределяющих конструктивное исполнение его базовых деталей. При одной координате корпус коробки скоростей неподвижен – вращается шпиндель. Если же координат две, то второе движение (установочное или подача) осуществляется перемещением корпуса по направляющим станины (стойки, траверсы) либо, когда необходимо обеспечить высокую точность позиционирования, путем выдвижения пиноли (гильзы) со шпинделем на малый ход при неподвижном корпусе. Причем пиноль совершает поступательное, а шпиндель, помещенный внутри нее, – вращательное движение. Подобное устройство привода применяется при выполнении сверлильных и расточных операций, в частности на фрезерных станках. Таким образом, корпус коробки скоростей является базовой деталью привода и элементов несущей системы станка, а пиноль – базовой деталью шпиндельного узла.

Если привод снабжен *пинолью*, то при конструировании корпуса определяют ее основные размеры (длину, наружный и внутренний диаметры), которые, в свою очередь, зависят от параметров шпинделя. Пара корпус-пиноль фактически представляют собой цилиндрические направляющие. При проектировании следует предусмотреть устройства для перемещения (обычно червячно-реечная передача) и фиксации (чаще всего клеммные). Эти механизмы унифицированы, поэтому их на чертежах детально не прорабатывают. На пиноли приходится значительная часть упругих деформаций станочной системы, в связи с чем на практике их подвергают проверочному расчету на жесткость. При прочих равных факторах она существенно уменьшается по мере выдвижения, поэтому максимальный ход (вылет) пиноли, как правило, ограничивается величиной, в 1,5 раза превышающей ее наружный диаметр.

Корпуса коробок довольно металлоемки и имеют сложную конфигурацию. Чаще всего их изготавливают методом литья обычно из серого чугуна, реже – дешевых марок стали. Сварные конструкции широкого применения не получили из-за их дороговизны.

Очевидно, что *при проектировании корпуса необходимо учитывать требования принятой технологии*. Для отливок следует стремиться обеспечить как можно более простую форму, чтобы не усложнять литейную модель (количества разъемов, стержней и другое), не создавая в корпусе замкнутых полостей. Толщина наружной стенки детали должна быть одинаковой. Ее минимальную величину, выраженную в миллиметрах, находят по формуле

$$\delta = 10 \sqrt{\frac{2L + B + H}{3}}, \quad (17)$$

где L , B , H – габаритные размеры, соответственно длина, ширина и высота корпуса коробки, м.

Для повышения жесткости корпуса применяют дополнительные ребра перпендикулярно к стенкам, а для концевых опор коротких валов – перегородки. Толщину внутренних стенок и ребер принимают равной порядка 0,7...0,8 от толщины наружной. Во избежание появления коробления, трещин и внутренних напряжений стенки должны иметь плавные переходы. Рекомендации по типовым случаям сопряжения стенок, радиусам закруглений и литейным уклонам приведены в работах. Для установки подшипников в стенках выполняют бобышки (утолщения), большую часть которых при значительной ширине опоры смещают внутрь. Выступающую с наружной стороны корпуса часть бобышки (платик) используют для крепления крышек опор, электродвигателей (при фланцевом исполнении) и других элементов. В этом случае поверхность платиков подлежит чистовой обработке. Крышки проектируют также и потайными, т.е. заподлицо с наружной поверхностью корпуса – более эстетичный

вариант. Корпуса конструируют, как правило, неразъемными, что предопределяет осевой монтаж валов и технологию чистовой обработки отверстий. При обработке соосных отверстий набором резцов, закрепленных на расточной оправке, их диаметры в направлении подачи инструмента иногда приходится уменьшать. Чтобы облегчить сборку привода и расточку отверстий, в корпусе выполняют специальные технологические окна (лючки). Для регулировки механизмов привода предусматривают соответствующую крышку, обычно привинчивающуюся. В легких и средних станках горизонтальные крышки при частых регулировках конструируют на шарнирах откидными. При этом следует продумать изоляцию от попадания пыли и вытекания масла. Кроме того, не следует забывать об отверстиях для маслоуказателя и слива смазочной жидкости.

Для лишения коробки скоростей всех шести степеней свободы ее устанавливают на базовую деталь станка, фиксируют в требуемом положении и притягивают болтами (винтами). Сопрягаемая поверхность может быть плоской, тогда на соответствующей стенке корпуса выполняют карманные или фланцевые платки, либо может иметь форму направляющих скольжения. При стыковке по плоскости фиксацию коробки обеспечивают коническими штифтами или шпонками, а при использовании направляющих – их конструкцией. Форма и размеры опорной поверхности, число болтов, штифтов и их размещение устанавливают по конструктивным соображениям. Диаметр винтов можно предварительно определить по эмпирическим нормам.

В неподвижных коробках расчету подвергают групповые резьбовые соединения и контактные деформации привада. Вычисления производят по типовым методикам с построением расчетной схемы узла, пример оформления которой для случая с плоским стыком показан на рис. 14.

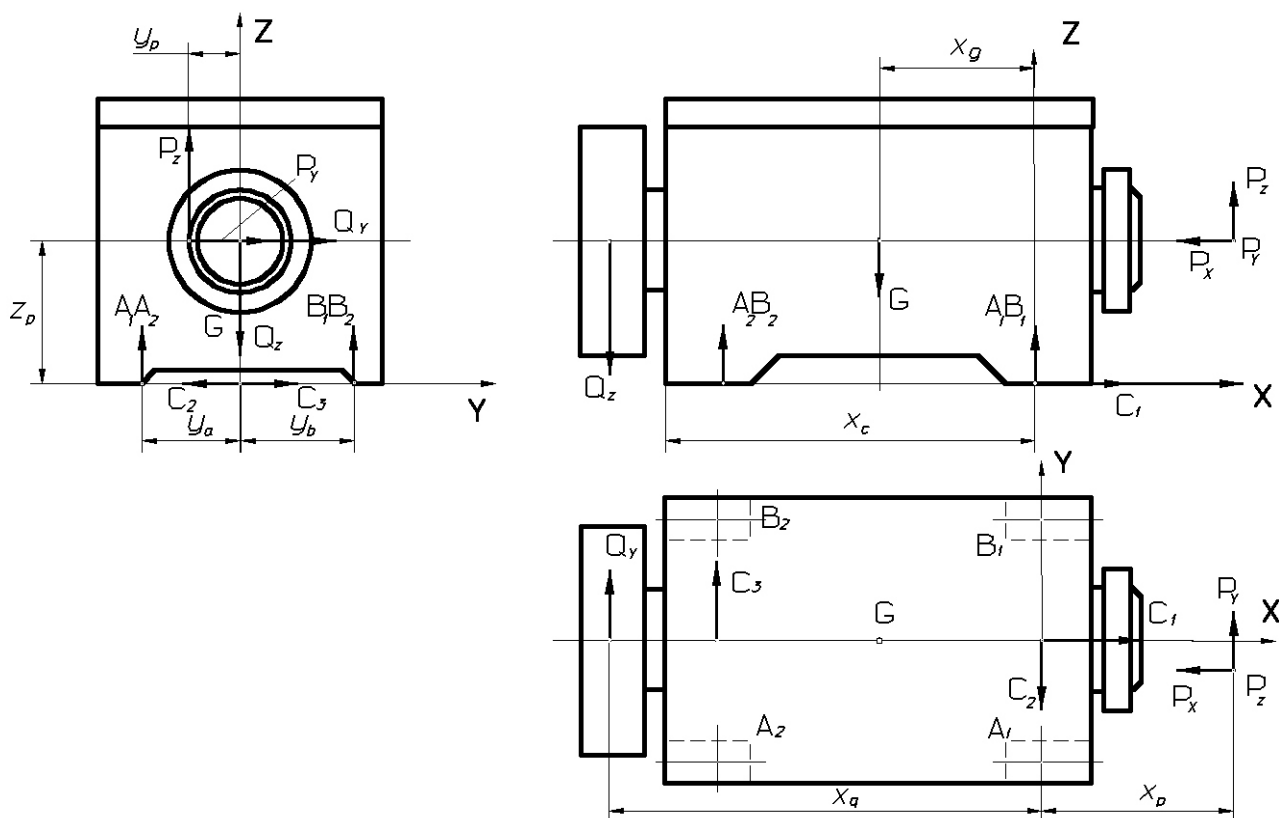


Рис. 14. Расчетная схема корпуса коробки скоростей

При составлении уравнений статики в качестве активно действующей нагрузки учитывают силы резания, натяжения ременной передачи и тяжести узла. Здесь крайне важно правильно установить величину, направление и координаты точки приложения сил.

Как правило, при выполнении вычислений наибольшие затруднения вызывает вопрос определения веса привода G_{Π} и координаты центра тяжести. Очевидно, что вес привода равен весу входящих в него элементов конструкции

$$G_{\Pi} = \sum_{j=1}^m G_j, \quad (18)$$

где G_j – вес отдельных элементов (собственно коробка скоростей, электродвигатель, шкив ременной передачи, оснастка, насос и другое), Н.

Вес отдельных элементов рассчитывают как

$$G_j = k_j \gamma_j W_j \quad (19)$$

где W_j – объем элемента, м^3 ; γ_j – удельный вес материала, Н/м^3 ; k_j – коэффициент заполнения формы, который в зависимости от функционального назначения и конструктивного исполнения элемента принимают в пределах $0,3 \dots 0,7$.

После определения этого параметра, например, для коробки скоростей центр тяжести располагают примерно в геометрическом центре элемента. Для покупных изделий вес устанавливают по каталогам или справочной литературе, поступая в отношении центра масс аналогичным образом. Тогда координаты центра тяжести привода, например, в направлении оси X находят по формуле

$$x_{\Pi} = \frac{\sum_{j=1}^m G_j x_j}{G_{\Pi}}, \quad (20)$$

где x_j – координата центра тяжести j -го элемента конструкции привода, м.

В том случае, когда система получается статически неопределимой, для выявления реакций опор приходится делать некоторые допущения. Например, считают, что момент внешних сил относительно одной из осей координат распределяется между опорными поверхностями пропорционально их размерам.

Существо расчета резьбовых соединений заключается в определении потребной силы затяжки каждого болта, выявлении наиболее нагруженного и проверке давления в стыках, в результате чего уточняют количество и размеры крепежных элементов, а также площадь базовых поверхностей. Полученные контактные давления служат основой для расчета упругих деформаций узла.

На базовой поверхности подвижных коробок скоростей отображают принятую форму направляющих скольжения или качения. Их конструкции стандартизованы. Тяговое устройство не разрабатывают, однако предлагают решение по его реализации. Если корпус коробки осуществляет только установочные перемещения, необходимо предусмотреть специальный механизм его зажима на время обработки деталей.

Направляющие скольжения рассчитывают по типовым методикам *на контактные давления и деформации*, а качения – *на контактную прочность и жесткость*. Получаемые при этом расчетные схемы во многом аналогичны приведенной выше.

Система управления

Программные и непрограммные системы управления (СУ) станками, несмотря на известные отличия, в общем случае содержат: задающий орган, собственно механизм управления, состоящий из передаточного устройства и исполнительного органа, а в необходимых случаях – элементы обратной связи и индикации.

Цепь управляющей команды в зависимости от степени автоматизации оборудования может быть реализована на базе различных видов энергии: механической, электрической, пневмогидравлической, но чаще всего их комбинаций. Это предполагает многообразие возможных решений. Задающий орган (рукоятка, кнопка, командоаппарат, система ЧПУ и другое) представляет собой начальное звено настройки параметров исполнительных движений. Его команды проходят по цепи механизма управления (передач шестерня-рейка или винт-гайка, двигатель, кулачковый механизм), и посредством исполнительного органа, являющегося конечным звеном (вилка, поворотный камень и т.п.), осуществляется управление объектом (зубчатое колесо, муфта, шкив).

На конструктивные варианты СУ сильно влияет также принятый способ переключения частот вращения шпинделя и осуществления его останова (торможения) и реверса. В ПГД применяют *два разных способа*:

- путем осевого смещения по валам зубчатых блоков и полумуфт, в результате чего они выходят из одного зацепления и включаются в другое;

- путем передачи крутящего момента зубчатым колесам, находящимся в постоянном зацеплении при помощи электромагнитных и гидравлических фрикционных муфт.

Первый способ получил наибольшее распространение в универсальных станках, хотя чаще способы используют комплексно. Реверсирование и торможение можно осуществить также электродвигателем.

Непрограммные СУ бывают с *ручным (РУ)* и *дистанционным (ДУ)* управлением. И каждую из них можно выполнить с применением индивидуальных, групповых и централизованных механизмов.

Таким образом, конструктивное исполнение СУ, т.е. совокупность элементов, устройств и механизмов, реализующих требуемую цепь команды управления, зависит от многих факторов. Поэтому при проектировании СУ следует проанализировать варианты альтернативных решений в рамках задания и выбрать наиболее рациональный.

При РУ подробной конструктивной проработке подлежат все звенья цепи управления: от задающего до исполнительного органа с максимальным использованием типовых устройств. РУ характерно тем, что рукоятки и кнопки располагаются непосредственно на корпусе коробки скоростей в удобной для обслуживания зоне. Причем их количество должно быть минимальным. ДУ подразумевает значительную удаленность зоны обслуживания от узла, поэтому задающие органы должны быть размещены вне привода (аналогично программному управлению — ПУ), например, на выносном пульте управления станком. В системах ДУ и ПУ разрабатывают конструкцию только собственно механизма управления.

Проектирование СУ выполняют поэтапно в такой последовательности. Количество объектов управления (ОУ) и перечень необходимых команд управления определяют на стадии формирования технического предложения. При эскизной компоновке узла в первую очередь решают вопрос о месте панели управления на корпусе коробки в соответствии с эргономическими требованиями и выделяют зоны под размещение передаточных механизмов и исполнительных органов СУ с учетом положения ОУ, обеспечивая кратчайшую длину цепей управления. Затем ищут конструктивные решения этих цепей и разрабатывают схему управления приводом.

При наличии в схеме *механических связей* (рис. 15) производят *кинематический расчет цепей* по методике [30]. Его цель – увязка перемещений 3О и ИО, т.е. определение геометрических параметров элементов СУ: длин рычагов и углов поворота, передаточных отношений передач, диаметров кулачков, ходов подвижных блоков и другое.

Предварительную конструктивную проработку элементов СУ осуществляют в упрощенном виде, решая одновременно вопросы их взаимной стыковки.

В кинематических группах, состоящих из двух подвижных блоков, обязательно предусматривают блокировочные устройства.

Фрикционные муфты подбирают по номинальному крутящему моменту, обращая особое внимание на соответствие их размеров посадочным диаметрам валов и габаритам присоединяемых зубчатых колес. В СУ, построенных с использованием электрических и гидравлических устройств, продумывают вопросы размещения соответствующей аппаратуры: датчиков, конечных выключателей и другой. При этом необходимо иметь в виду, что большинство элементов современных СУ унифицированы.

Компоновка СУ служит базой для составления расчетной схемы (рис. 16) и выполнения проверочных *силовых расчетов*.

Основной расчет сводится к определению усилий на 3О и сравнению их с допустимыми. При этом КПД цепи управления в зависимости от её сложности принимают

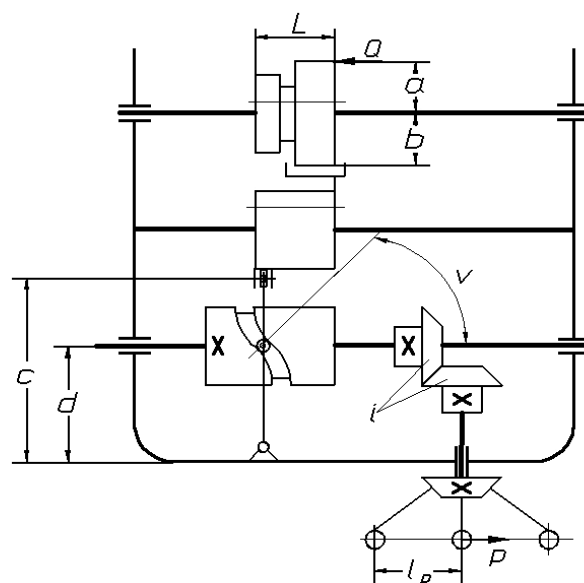


Рис. 15. Кинематическая схема системы управления

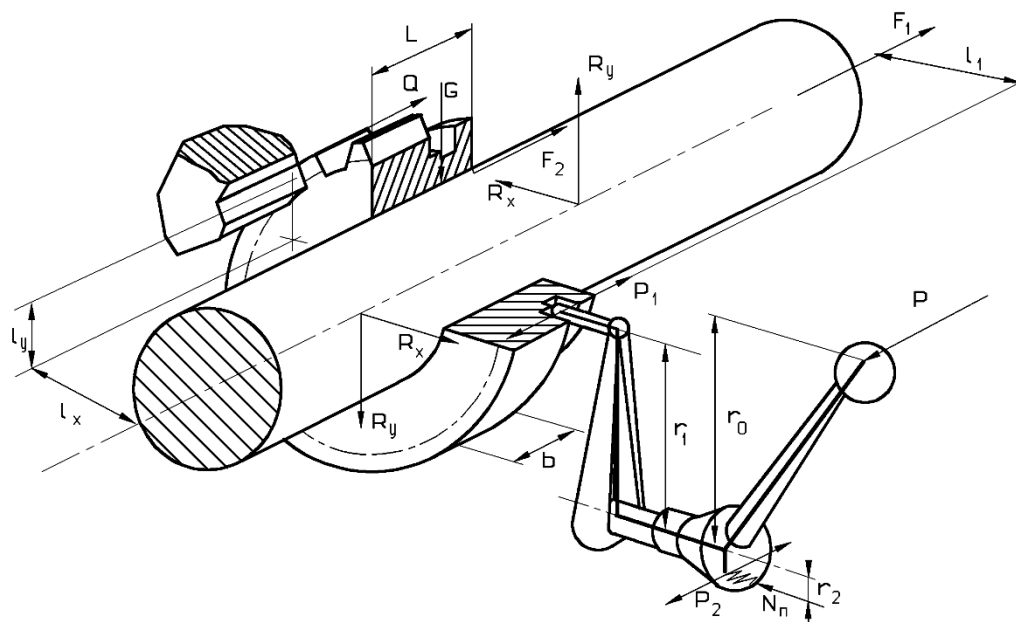


Рис. 16. Расчетная схема системы управления

в пределах 0,75...0,95, а необходимые осевые усилия для переключения подвижных блоков в первом приближении – 20...30 Н. Кроме того, при вертикальной компоновке привода осуществляют проверку на надежность фиксации блоков и рукояток, а при внецентровом приложении внешних нагрузок на подвижные детали – на отсутствие заземляющего эффекта. На заключительной стадии проектирования все элементы СУ подлежат полной конструктивной проработке.

Система смазывания

В практике станкостроения применяют *системы смазывания индивидуального и централизованного типа*. Первые обеспечивают смазку элементов и механизмов только одного узла, т.е. они автономны. Во втором случае ее осуществляют от единой системы станка.

Приступая к разработке системы, прежде всего выявляют точки смазывания, а затем выбирают наиболее рациональные материал и способ его подачи к трущимся поверхностям.

Подшипники качения смазывают пластичным и жидким материалом зубчатые передачи и муфты – только жидким.

Одним из основных критериев выбора способа смазывания опор является параметр *их быстроходности*. Консистентную смазку обычно используют, когда по условиям работы специального охлаждения опор не требуется (при окружных скоростях до 4,5 м/с), при вертикальной компоновке привода и в ШУ, изолированных от зубчатых колес. К ее основным достоинствам можно отнести хорошую смазывающую способность, высокие защитные свойства от коррозии, экономичность и другие, а к недостаткам - плохую охлаждающую способность и потребность в тщательном уходе: периодическом осмотре опор, пополнении и смене материала. Жидкие смазочные материалы позволяют организовать замкнутые системы проточного типа. Последние реализуются на базе многих известных способов: циркуляционного, впрыскиванием, капельного (по фитилю или через дозатор), постоянным или периодическим масляным туманом. Несмотря на довольно значительный иногда расход материала и возможность утечек (что диктует потребность установки защитных и уплотнительных устройств), жидкие смазки, кроме создания достаточно надежного эффекта смазывания, хорошо отводят теплоту, уносят продукты износа и практичны в эксплуатации.

В связи с повышенными требованиями особое внимание следует уделять вопросу смазки опор ШУ, предусматривая в необходимых случаях *независимую от других элементов привода систему*.

Зубчатые передачи и муфты смазывают *способом поливания: под давлением и без него* (через резервуар с отверстиями, помещенный в верхней части корпуса коробки) и крайне редко *разбрызгиванием* (при окружных скоростях шестерен от 1 до 6 м/с).

Таким образом, имеется достаточно большое количество вариантов практической реализации системы смазывания привода. Их необходимо проанализировать и выбрать оптимальный, по возможности избегая применения разных марок масел.

Как автономные, так и централизованные системы обеспечивают принудительный характер движения жидкости: после очистки (фильтрации) она вновь подается к смазочным точкам. Первый тип систем, как правило, включает насос, фильтры, распределитель, трубопроводы, маслоуказатель, пробку для слива жидкости, уплотнения и защитные шайбы, а при необходимости и другие устройства: клапаны давления, дозаторы, обратные клапаны, манометры, теплообменник. Конструкция централизованных систем значительно упрощается за счет сокращения номенклатуры гидроаппаратуры.

Проработку конструкции смазочной системы начинают с составления *принципиальной гидравлической схемы*, которую помещают в записку. Пример ее оформления показан на рис. 17.

После этого на основе уравнения теплового баланса определяют потребный расход масла для смазывания всех точек привода. По нему находят производительность насоса, на основе которой подбирают всю аппаратуру в соответствии с разработанной схемой и рассчитывают объем резервуара для масла. Вязкость и марку смазочного материала устанавливают по рекомендациям.

На чертеже привода в целях упрощения разводку трубопроводов от масло-распределителя к смазочным точкам не показывают. В централизованных системах следует предусмотреть элементы для подвода и отвода жидкости, а также устройства для контроля поступления ее в корпус коробки скоростей.

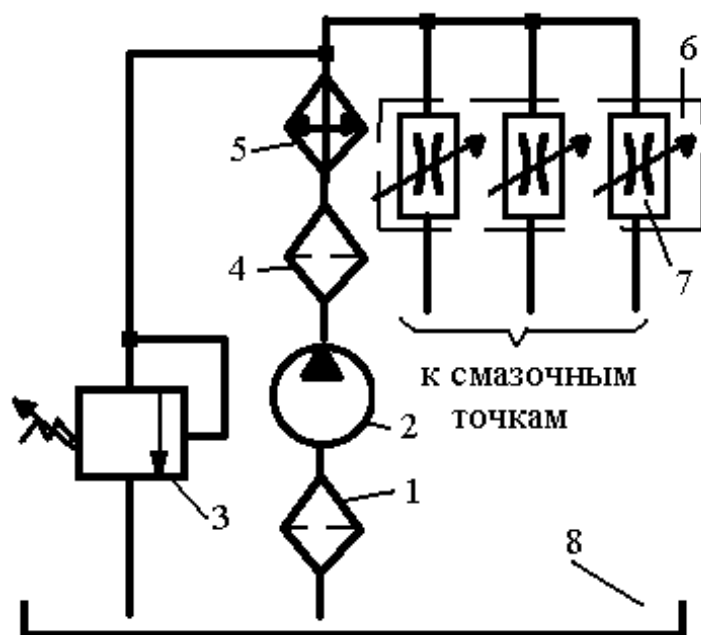


Рис. 17. Гидравлическая схема смазочной системы:

1, 4 – фильтры; 2 – насос; 3 – клапан давления; 5 – маслоохладитель; 6 – маслораспределитель; 7 – дроссель; 8 – резервуар

Компоновка привода

Очевидно, что поиск решения данной задачи нужно вести, основываясь на ранее разработанной концепции привода, включавшей, в том числе и вопрос его *предварительной компоновки*. При компоновке привода, кроме обеспечения его работоспособности, решают и ряд других задач. К основным из них можно отнести: технологичность изготовления корпуса, сборки и обслуживания привода; компактное заполнение пространства коробки деталями; пропорциональность размеров; эстетичность и другие. В результате компоновки уточняют внешний вид привода и место положения электродвигателя, решают вопросы размещения органов управления и устройств контроля смазки на корпусе и другое.

Как правило, компоновку осуществляют в такой последовательности: строят *продольную и поперечную компоновочную схемы*, определяют, ориентировочно контуры коробки, вписывают в отведенные места элементы смазочной системы и механизмы управления, вносят необходимые коррективы, выполняют проверочные расчеты деталей, уточняют принятые конструктивные решения и приступают к окончательной доработке чертежа, включая построение внешнего вида привода. Разумеется, что это лишь примерный план, тогда как в действительности приходится неоднократно возвращаться на том или ином этапе к ранее принятым и, казалось бы, оптимальным техническим решениям. Поэтому необходимо тщательно продумывать все решения и предвидеть их возможные последствия.

Разработку чертежа общего вида привода начинают с построения продольной компоновочной схемы – продольного разреза (развертки) с упрощенным изображением входящих в него деталей (рис. 18). На развертке осевые линии всех валов лежат в одной

плоскости, т.е. она фактически представляет собой конструктивное отображение кинематической схемы привода. Сначала наносят межосевые расстояния передач, затем диаметры валов под приводными шестернями и размещают на них зубчатые колеса, муфты, шкивы, подшипники. Все элементы вычерчивают упрощенно: показывают только контуры деталей, допускается рассматривать их прозрачными, штриховые линии можно не наносить. Размерным параметром, подлежащим оптимизации, здесь обычно является длина корпуса коробки. Ее получают в результате компактного расположения на валах связанных с ними деталей. Однако возможны варианты, когда этот размер лимитирован либо оптимальным межопорным расстоянием ШУ, либо рамками общей компоновки станка. Тогда задача сводится к вписыванию всех механизмов в требуемые осевые габариты, для чего приходится уменьшать осевые размеры элементов, применяя известные способы, например, разделение блоков колес на составные части, рациональное их конструирование и другие.

Параллельно, еще до конца не выполнив продольную, приступают к построению поперечной компоновочной схемы. Она отображает поперечный разрез (свертку) привода, т.е. реальное положение валов в пространстве. В принципе этих разрезов должно быть столько, сколько необходимо для полного понимания конструкции привода. Но на данном этапе в целях упрощения можно выполнять наложенные сечения. Комплексный подход к разработке схем необходим для исключения ошибок, чтобы все конструктивные решения были увязаны. При этом стремятся минимизировать площадь, занимаемую передачами, так как она во многом определяет два других размера коробки: ширину и высоту. Однако следует помнить, что минимизация параметров свертки может привести к ухудшению условий обеспечения развертки и наоборот.

Построение поперечного разреза ведут с учетом компоновки станка в такой примерно последовательности: намечают базовую плоскость, привязывают к ней ось шпинделя, принимают решение по варианту размещения валов и определяют положение панели управления по отношению к опорной стороне корпуса и оси шпинделя.

Если ось шпинделя параллельна базовой поверхности стенки корпуса, то на поперечном разрезе привода ее намечают на таком удалении, чтобы имелась возможность выдержать основной размерный параметр станка. При анализе вариантов расположения валов в пространстве рассматривают целесообразность применения одной из трёх возможных схем: ломаная линия, соединяющая центры валов, имеет форму "змейки" или "скобы" либо валы размещают в одну линию. Последний вариант характерен для вертикальной компоновки, когда опорная поверхность перпендикулярна оси шпинделя (как правило, сверлильные и фрезерные станки). При свертывании намечают положение панели управления, смещая валы с подвижными блоками колес по возможности ближе к ней. Кроме того, следует обратить внимание на положение приводной по отношению к шпинделю шестерни, поскольку от этого зависят величина прогиба его переднего конца и нагрузка на опоры, а также на местонахождение входного вала при фланцевом креплении электродвигателя, смещая его к задней стенке корпуса. По окончании этой работы прочерчивают контур корпуса, оставляя пространство для вспомогательных устройств.

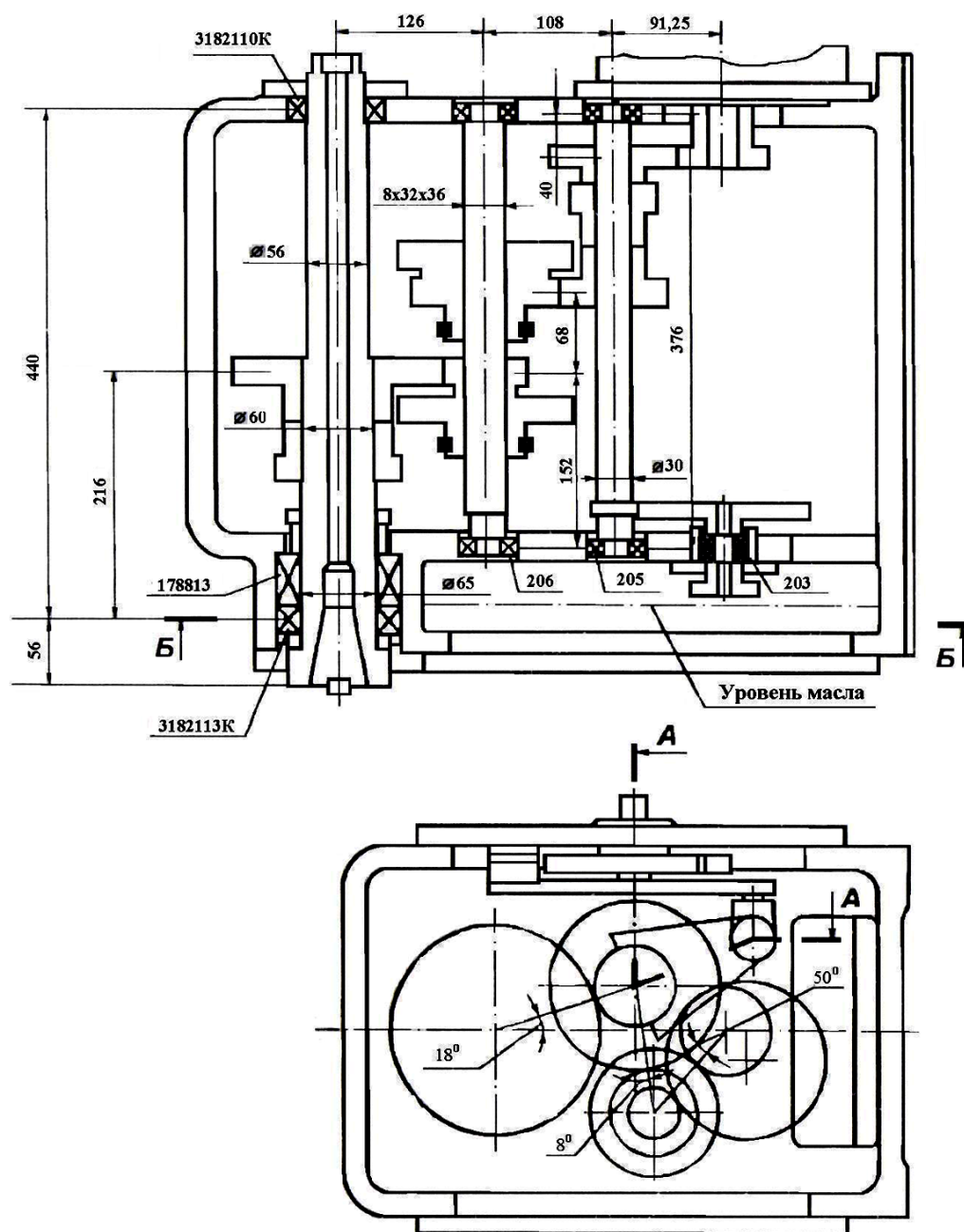


Рис. 18. Компоновочные схемы привода

Затем осуществляют конструктивную проработку в схемном виде устройств смазывания и механизмов управления одновременно на продольном и поперечных разрезах (рис. 18, 19). Как правило, это приводит к потребности уточнения контура корпуса. При назначении зазора между внутренней стенкой корпуса и внешними поверхностями вращающихся деталей придерживаются рекомендаций, приведенных в работах [11, 30].

По итогам компоновочных решений на схемах проставляют все необходимые для расчетов размеры. И только после выполнения проверочных расчетов приступают к окончательной доработке конструкции привода.

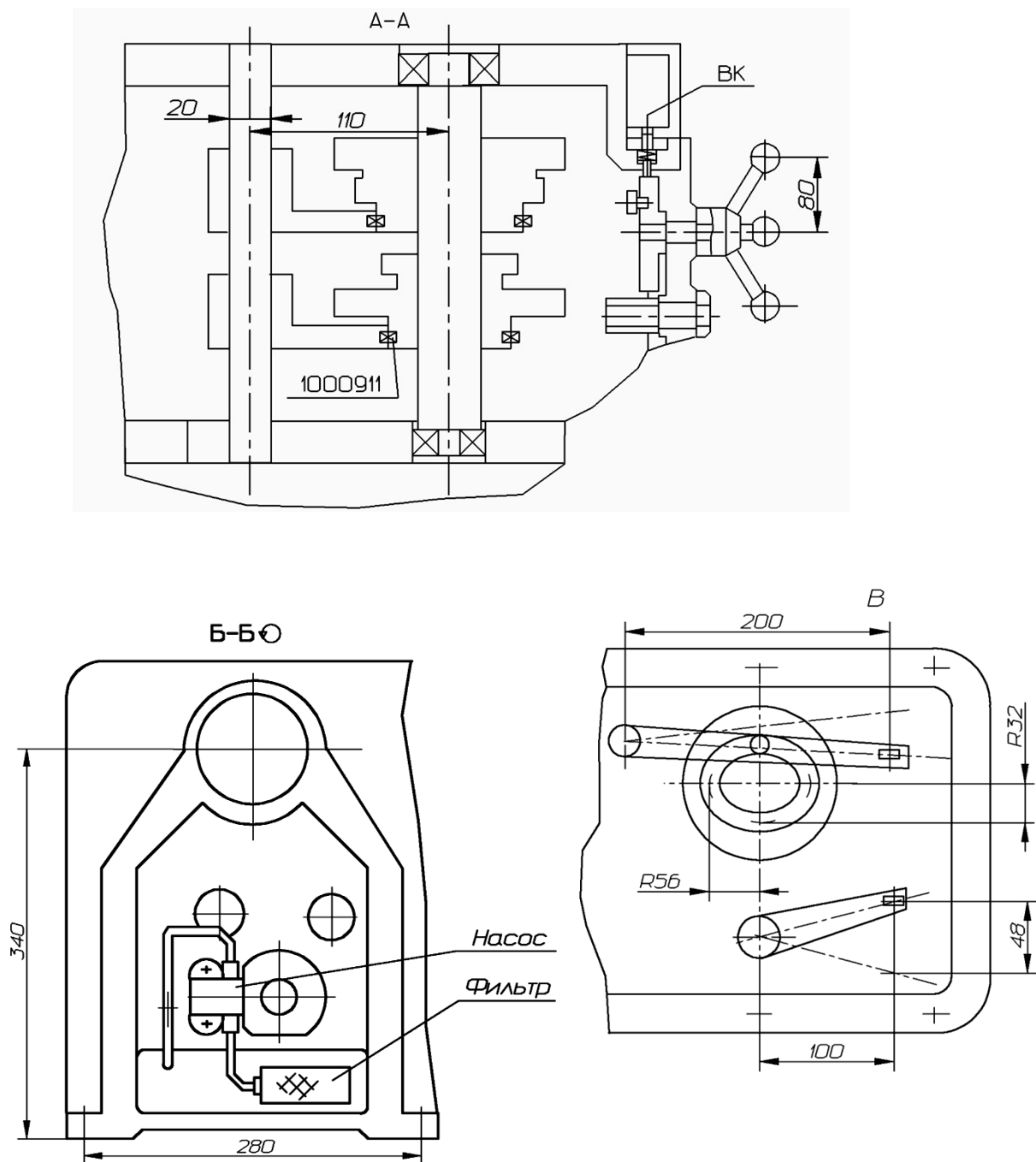


Рис. 19. Компоновочные схемы систем управления и смазки

Расчетно-пояснительная записка

Оформление записки в целом должно соответствовать требованиям ЕСКД (ГОСТ 2.105), но с учетом специфики учебного проекта.

Текст излагается на одной стороне белой писчей бумаги формата А4 (210x297). Он может быть написан от руки четким и разборчивым почерком черными, синими или фиолетовыми чернилами (порядка 28...30 строк на странице) или выполняться печатным способом через полтора интервала шрифтом Times New Roman с высотой букв, цифр и других знаков не менее 1,8 мм (кегель не менее 12). От кромки листа до границ текста оставляют поля: слева - 30 мм, справа - 10 мм, сверху и снизу - 20 мм.

Страницы пояснительной записки нумеруют только после того, как работа полностью скомпонована и в нее внесены необходимые исправления. Применяют сквозная нумерация страниц, включая список использованных источников и приложения. Номер проставляют арабскими цифрами в центре нижней части листа без точки. Титульный лист и задание на проектирование являются соответственно первой и второй страницами. На них номера не проставляют. Если в записке содержатся рисунки и таблицы, вынесенные на отдельные страницы (даже когда они располагаются на листе формата А3 – 297х420 мм), то их включают в общую нумерацию как одну страницу.

На основе структуры основной части ее содержание разбивают на разделы, подразделы и пункты, которые должны иметь порядковые номера. Разделы нумеруются в пределах всей записки арабскими цифрами без точки. Введение, список использованных источников и приложения не нумеруются. Подразделы (а также их более мелкие части – пункты) нумеруются арабскими цифрами в пределах каждого раздела (или подраздела) двумя (или тремя) цифрами, разделенными точкой. В конце номера подраздела (пункта) точка не ставится, например 1.1, 1.2 (соответственно 1.1.1, 1.1.2).

Наименования (заголовки) разделов, подразделов и пунктов рекомендуется формулировать как можно более краткими. Заголовок раздела печатают или пишут с абзачным отступом прописными буквами, а подразделов и пунктов – строчными (кроме заглавной) без точки в конце, не подчеркивая. Если заголовок состоит из двух предложений, то их разделяют точкой. Переносы слов не допускаются. Расстояние между заголовком и последующим текстом должно быть не менее 15 мм, а между заголовками раздела, подраздела и пункта – 10 мм. Не допускается помещать заголовки отдельно от текста: на странице, где он приводится, размещается не менее двух строк. Расстояние между заголовком и предыдущим текстом – 15...20 мм. При этом каждый раздел целесообразно начинать с новой страницы.

Все принципиальные решения обязательно подкрепляют иллюстрациями, которым относятся схемы, эскизы, диаграммы, графики, фотографии и прочее. Любой вид иллюстраций именуют рисунками, которые могут располагаться как по тексту работы, так и в конце ее, в приложении. Иллюстрации подлежат нумерации, а в случае необходимости им присваивают и наименование. Иногда их также снабжают поясняющей надписью (подрисуночным текстом). В этой надписи, в частности, производится расшифровка составных частей изделия, которые обозначены на схемах арабскими цифрами в виде позиций. Номер рисунка состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой. Пример обозначения: "Рисунок 2.1 – Расчетная схема шпинделя". Иллюстрациям каждого приложения записки присваивают отдельную нумерацию арабскими цифрами с добавлением перед ними обозначения приложения, например – "Рисунок А.3". Слово "рисунок" и его наименование располагают после подрисуночной надписи иллюстрации по середине строки. При малом количестве рисунков можно вводить их сквозную нумерацию. Иллюстрации изображают в записке непосредственно после текста, в котором они упоминаются впервые, либо на следующей странице и размещают так, чтобы их было удобно рассматривать без поворота работы или с разворотом по часовой стрелке. Рисунки выполняют черной пастой или посредством компьютерной печати, в том числе цветной, в произвольном масштабе. Основные требования – наглядность, выразительность, ясность. При оформлении графических зависимостей надписи, обозначающие отложенные по осям координат параметры, располагают строкой параллельно оси. Масштабные цифры, нанесенные на оси, ставят вне контура. В надписи указывают название отложенной величины, а на уровне концов осей проставляют обозначение величины и ее размерность. Наименования, приводимые в тексте и на иллюстрациях, должны быть идентичны. При ссылках на иллюстрации следует писать так – "...в соответствии с рисунком 3.4". В том случае, когда описывается конструкция и принцип действия сложного механизма, в тексте записки допускается делать ссылку на графическую часть проекта с указанием номера листа и позиций

деталей.

Цифровой материал в тексте записки представляют в виде таблиц. Нумерация таблиц – арабскими цифрами в пределах раздела. Номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенных точкой, например "Таблица 1.2". Таблицы каждого приложения обозначают отдельной нумерацией арабскими цифрами с добавлением перед цифрой обозначения приложения, например "Таблица В.1". Слово "Таблица" пишут с прописной буквы без сокращений в левом верхнем углу над таблицей без знака "№" и без абзацного отступа. Ее название следует помещать в одной строке со словом "Таблица" через тире. Заголовок таблицы пишут с прописной буквы в единственном числе, не подчеркивая. Заголовки строк и граф пишут с прописной буквы, а подзаголовки – со строчной, если они составляют одно предложение с заголовком. Подзаголовки, имеющие самостоятельное значение, пишут с прописной буквы. В конце заголовков и подзаголовков знаки препинания не ставят. Если строки или графы выходят за формат листа, таблицы делят на части, которые обычно переносят на другие страницы или помещают на одном листе рядом, или одну над другой. При переносе таблицы с большим количеством строк и граф над ней помещают слова "Продолжение таблицы" с указанием ее номера. Таблицы, как и иллюстрации, располагают так, чтобы их можно было читать без поворота или с поворотом по часовой стрелке. Графу "№" не включают. Таблицу размещают после первого упоминания о ней в тексте или на следующей странице. В ней должны быть указаны единицы измерения всех параметров. Если в таблице повторяющийся текст состоит из одного слова, его допускается заменять кавычками, если из двух и более слов, то при первом повторении его заменяют словами "То же", а далее кавычками. При ссылке в тексте следует писать слово "таблица" с указанием ее номера. Размер шрифта допускается применять меньший, чем в тексте.

Формулы нумеруют аналогично иллюстрациям. Номер помещают на правой стороне листа в круглых скобках, например: (5.7). Выше и ниже каждой формулы оставляют не менее одной свободной строки. После формулы записывают перечень всех символов и числовых коэффициентов с расшифровкой их значения и указанием размерности. Начинают расшифровку с запятой после формулы и слова "где" с новой строки. Затем записывают символ, ставят знак "тире", приводят текст расшифровки символа и его размерность с запятой между ними. Значение каждого символа дают с новой строки в той последовательности, в которой они приведены в формуле. При малом количестве уравнений можно вводить их сквозную нумерацию. Ссылки на формулу делают по типу: "В уравнении (3. 5)..."

При выполнении расчетов на ЭВМ в записку после необходимых схем в обязательном порядке помещают распечатку с исходными данными и результатами вычислений.

В тексте записки не допускается сокращать слова, кроме общепринятых, и обозначений единиц измерения, когда их употребляют без цифр; использовать математические знаки "больше", "меньше" и т.п., а также знаки номера и процента.

Список использованных источников приводится автором в конце пояснительной записки перед приложением. Заголовок списка размещают симметрично тексту прописными буквами. Сведения об источниках оформляют в соответствии с правилами библиографического описания на основе требований ГОСТ 7.1. Их нумеруют арабскими цифрами без точки, пишут (печатают) с абзацного отступа и располагают в списке в следующей последовательности: сначала нормативно-техническая документация, а далее все остальные источники в порядке появления ссылок в тексте записки. Последние следует приводить в квадратных скобках.

Приложения служат для выделения вспомогательного материала, который загромождает основной текст. Их располагают в порядке появления ссылок в тексте основных разделов. Каждое приложение начинают с новой страницы с записью посередине страницы сверху слова "Приложение" и его обозначения. Для обозначения используют заглавные буквы русского алфавита, начиная с А, за исключением букв Е, З, И, О, Ч, Ъ, Ы

и Ь. Если в работе только одно приложение, оно записывается так – "Приложение А". Каждое приложение должно иметь тематический заголовок, располагаемый симметрично относительно текста с прописной буквы отдельной строкой.

Графическая часть

Разработку общей концепции оборудования осуществляют в виде технического предложения. Графическая часть здесь представляется на уровне схемных решений и другого иллюстративного материала, оформленных в соответствии с правилами ГОСТ 2.118.

5. Перечень вопросов к защите курсового проекта (работы)

1. Основные показатели качества металлообрабатывающего оборудования.
2. Показатели качества, характеризующие производительность станков. Факторы, влияющие на производительность.
3. Показатели качества, характеризующие надежность станков.
4. Показатели качества, характеризующие безотказность и долговечность станков. Основные пути повышения надежности.
5. Факторы, влияющие на температурные деформации шпиндельных узлов (ШУ). Основные пути повышения теплостойкости ШУ.
6. Энергетический баланс привода главного движения (ПГД) станков.
7. Причины возникновения геометрических погрешностей станков и пути их уменьшения.
8. Причины возникновения кинематических погрешностей и пути их снижения.
9. Жесткость станочных систем и пути ее повышения.
10. Структура КПД привода главного движения станков и пути его повышения.
11. Показатели качества, характеризующие гибкость станочных систем.
12. Факторы, определяющие виброустойчивость ШУ, и пути повышения устойчивости ШУ к внешним воздействиям.
13. Пути повышения технологичности конструкций.
14. Структура погрешностей (ошибок) станочного оборудования и причины их появления.
15. Суть графоаналитического метода расчета передаточных отношений передач привода на примере нормальной множительной структуры.
16. Требования, предъявляемые к шпиндельным узлам (ШУ).
17. Материалы, методы и способы упрочнения ШУ.
18. Способы смазывания опор ШУ и валов. Критерии применения.
19. Выборка зазоров и создание натяга в опорах ШУ. Общие положения.
20. Конструктивные варианты выборки зазоров и создания натяга в опорах ШУ.
21. Область применения и принцип работы гидростатических опор (на примере радиальных опор), достоинства и недостатки.
22. Область применения и принцип работы упорных гидростатических подшипников, достоинства и недостатки.
23. Факторы, определяющие несущую способность и жесткость гидростатических опор.
24. Область применения и принцип работы гидродинамических подшипников, достоинства и недостатки.
25. Факторы, определяющие несущую способность и жесткость гидродинамических опор.
26. Область применения и принцип работы аэростатических опор. Факторы, определяющие несущую способность и жесткость опор.

27. Достоинства и недостатки активных магнитных опор, область применения.
28. Методики расчёта радиальной и осевой точности вращения ШУ.
29. Методики расчёта радиальной и осевой жесткости ШУ.
30. Специфика расчёта и конструирования зубчатых колес, валов и опор в станкостроении.
31. Структуры привода подач.
32. Геометрическая форма направляющих скольжения, достоинства и недостатки.
33. Материал направляющих смешанного трения.
34. Защитные устройства направляющих смешанного трения.
35. Сущность методики расчёта направляющих смешанного трения на износостойкость.
36. Сущность методики расчёта направляющих смешанного трения на жесткость.
37. Дать сравнительную оценку направляющим скольжения и качения.
38. Классификация направляющих качения по характеру движения тел качения, достоинства и недостатки.
39. Способы создания натяга в направляющих качения.
40. Материал направляющих качения. Устройства защиты и смазывания.
41. Методика расчёта направляющих качения на контактную прочность.
42. Методика расчёта направляющих качения на жесткость.
43. Конструктивные особенности комбинированных направляющих. Область применения.
44. Область применения и принцип действия гидродинамических направляющих. Факторы, определяющие несущую способность направляющих.
45. Область применения и принцип действия гидростатических направляющих. Факторы, определяющие жесткость направляющих.
46. Геометрическая форма направляющих кругового движения. Достоинства и недостатки.
47. Требования, предъявляемые к тяговым устройствам привода подач.
48. Достоинства и недостатки передачи винт-гайка скольжения.
49. Способы регулировки передачи винт-гайка скольжения.
50. Характерные особенности передачи винт-гайка качения.
51. Способы решения проблемы фрикционных автоколебаний в приводе подач.
52. Термодинамический привод.
53. Магнитострикционный привод.
54. Упруго-силовой привод.
55. Способы смазывания зубчатых передач и муфт. Достоинства и недостатки.
56. Методика расчета и подбор аппаратуры системы смазывания привода главного движения.
57. Конструктивные особенности систем с ручным управлением. Достоинства и недостатки.
58. Конструктивные особенности систем управления на базе электромагнитных и гидравлических фрикционных муфт. Достоинства и недостатки.
59. Специфика проектирования корпусов коробок скоростей и подач.
60. Требования, предъявляемые к элементам несущей системы станка, их конструктивные формы и материалы.

Паспорт экзамена

по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудования», 3
семестр

1. Методика оценки

Студент допускается к сдаче экзамена при условии, что он выполнил и защитил все практические работы и набрал не менее 24 баллов.

На экзамене студенту выдается билет, включающий 2 вопроса (рис. 1), включающий 2 теоретических вопроса и 2 практических задания. Распределение дидактических единиц по проверяемым компетенциям указано в таблице «Обобщенная структура фонда оценочных средств учебной дисциплины».

Выставление оценок на экзамене осуществляется на основе выполнения и защиты двух теоретических вопросов и двух практических заданий. Экзамен считается сданным, если ответы даны на все 4 вопроса при этом рейтинг студента по итоговой аттестации составляет не менее 26 баллов.

Оценивание ответов на вопросы осуществляется в соответствии с уровнем знаний: "удовлетворительно" – 6,5-7,5 баллов; "хорошо" – 8-9 баллов; "отлично" – 9,5-10 баллов. Всего за четыре вопроса студент может получить максимум 40 баллов.

Форма билета для экзамена

НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
Факультет МТФ

Билет № 1

к экзамену по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудования»

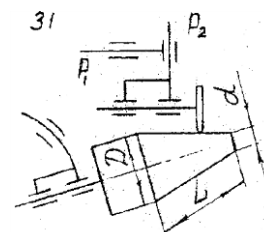
1. Теоретическая часть:

1.1 Показатели качества, характеризующие производительность станков. Факторы, влияющие на производительность.

1.2 Классификация направляющих качения по характеру движения тел качения, достоинства и недостатки.

2. Практическая часть:

2.1 Построить структурную схему по выданному варианту компоновочной схемы станка



2.2 Построить вариант картины частот вращения привода с плавным регулированием скорости на базе электродвигателя для структурной формулы $Z = 2(1 \cdot 1 + 1 \cdot 1)$ и $n_{\text{Дmax}} = n_{\text{max}}$.

Утверждаю: зав. кафедрой _____ должность, ФИО
(подпись)

(дата)

2. Критерии оценки

Защита считается неудовлетворительной, если студент не освоил теоретический материал и не смог обобщить теоретический и практический материал; оценка составляет менее 26 баллов.

*Защита считается состоявшейся на **пороговом уровне***, если студент освоил теоретический материал, но не смог обобщить теоретический и практический материал; оценка составляет 26-30 баллов.

*Защита считается состоявшейся на **базовом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, допустил несколько ошибок при защите, привёл не достаточно чёткую аргументацию своей точки зрения при ответе на вопросы, оценка составляет 31-36 баллов.

*Защита считается состоявшейся на **продвинутом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, привёл достаточно чёткую аргументацию своей точки зрения по всем вопросам, оценка составляет 37-40 баллов.

3. Шкала оценки

Если студент в семестре работал не систематически, в результате чего не набрал требуемое количество баллов, то ему выдается дополнительное задание, тематика и объем которого определяются преподавателем.

Если в результате сдачи экзамена студент не набирает 26 баллов или с учетом сдачи экзамена его суммарный рейтинг (**ОЦЕНКА НА ЭКЗАМЕНЕ** + оценка за выполнение практических работ) не превышает 49 баллов, ему выставляется оценка "неудовлетворительно" (FX) с возможностью пересдачи.

При пересдаче экзамена студент имеет возможность получить оценку не выше E ("удовлетворительно").

Студент имеет возможность получить дополнительно до 20 баллов при выполнении работ, не предусмотренных основной программой освоения курса. Данные виды работ согласуются с преподавателем. Одним из вариантов дополнительной работы может быть выполнение расчётно-графической работы по заданной преподавателем тематике.

В общей оценке по дисциплине экзаменационные баллы учитываются в соответствии с правилами балльно-рейтинговой системы, приведенными в рабочей программе дисциплины.

Итоговая оценка по дисциплине выставляется согласно таблице.

Таблица

98–100	93-97	90-92	87-89	83-86	80-82	77-79	73-76	70-72	67-69	63-66	60-62	50-59	25-49	0-24
A+	A	A-	B+	B	B-	C+	C	C-	D+	D	D-	E	FX	F
отлично				хорошо				удовлетворительно				неудовлетворительно		
зачтено												не зачтено		

4. Вопросы к экзамену по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудования»

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

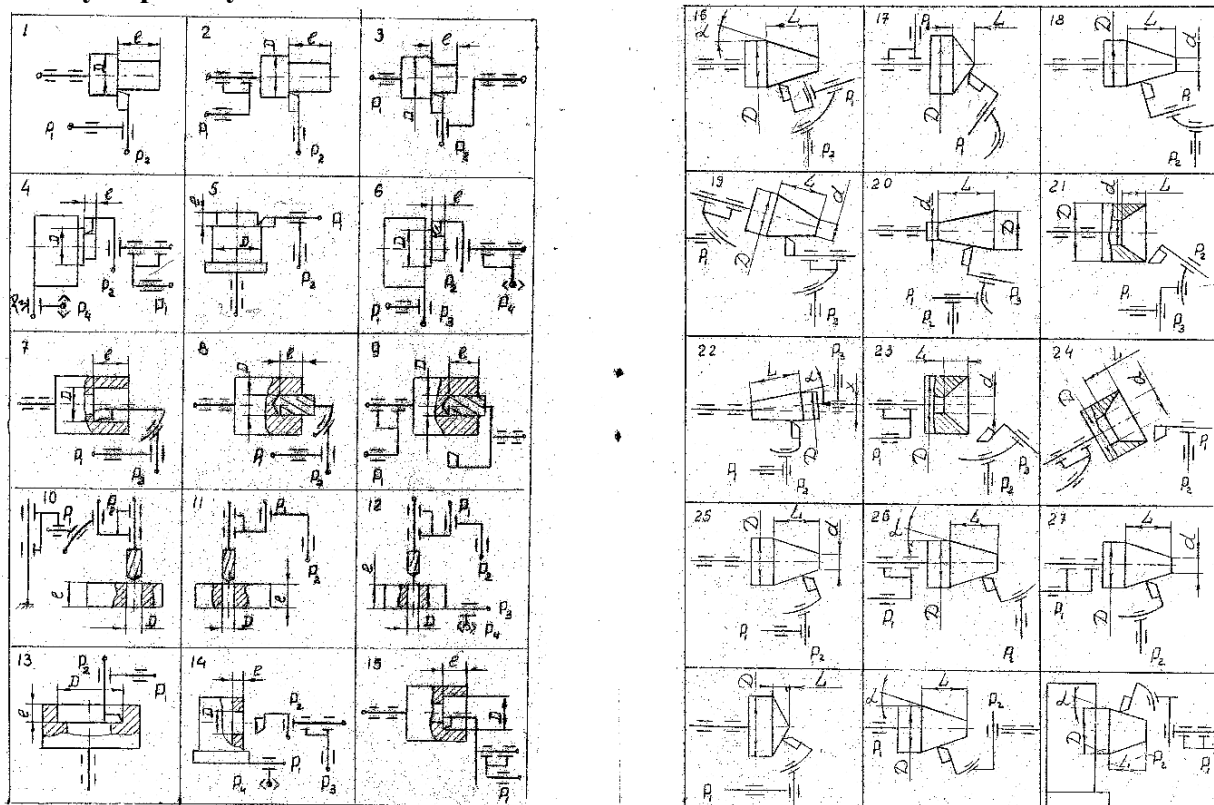
1. Основные показатели качества металлообрабатывающего оборудования.
2. Показатели качества, характеризующие производительность станков. Факторы, влияющие на производительность.
3. Показатели качества, характеризующие надежность станков.
4. Показатели качества, характеризующие безотказность и долговечность станков. Основные пути повышения надежности.

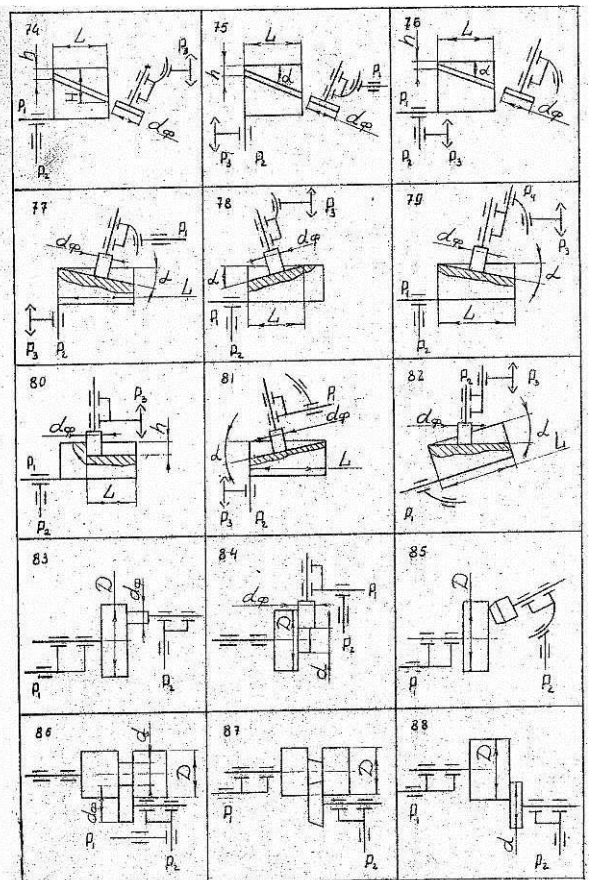
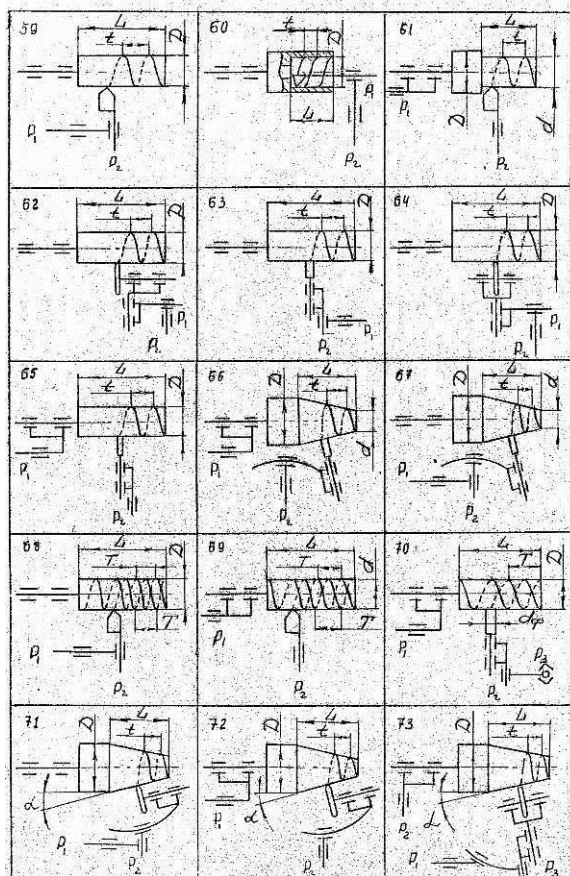
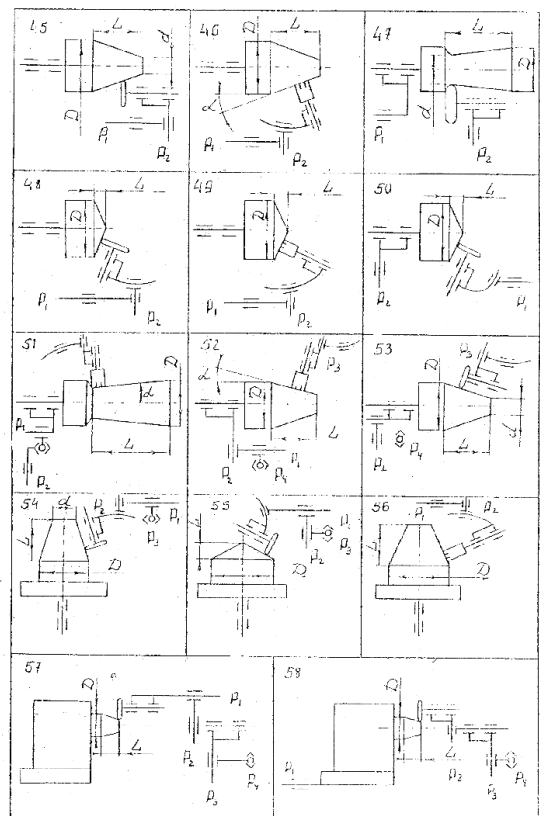
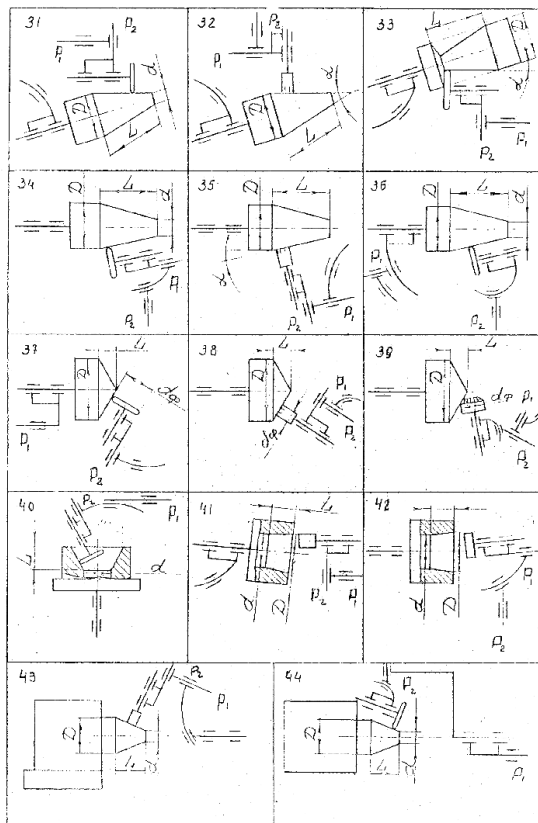
5. Факторы, влияющие на температурные деформации шпиндельных узлов (ШУ). Основные пути повышения теплостойкости ШУ.
6. Энергетический баланс привода главного движения (ПГД) станков.
7. Причины возникновения геометрических погрешностей станков и пути их уменьшения.
8. Причины возникновения кинематических погрешностей и пути их снижения.
9. Жесткость станочных систем и пути ее повышения.
10. Структура КПД привода главного движения станков и пути его повышения.
11. Показатели качества, характеризующие гибкость станочных систем.
12. Факторы, определяющие виброустойчивость ШУ, и пути повышения устойчивости ШУ к внешним воздействиям.
13. Пути повышения технологичности конструкций.
14. Структура погрешностей (ошибок) станочного оборудования и причины их появления.
15. Суть графоаналитического метода расчета передаточных отношений передач привода на примере нормальной множительной структуры.
16. Требования, предъявляемые к шпиндельным узлам (ШУ).
17. Материалы, методы и способы упрочнения ШУ.
18. Способы смазывания опор ШУ и валов. Критерии применения.
19. Выборка зазоров и создание натяга в опорах ШУ. Общие положения.
20. Конструктивные варианты выборки зазоров и создания натяга в опорах ШУ.
21. Область применения и принцип работы гидростатических опор (на примере радиальных опор), достоинства и недостатки.
22. Область применения и принцип работы упорных гидростатических подшипников, достоинства и недостатки.
23. Факторы, определяющие несущую способность и жесткость гидростатических опор.
24. Область применения и принцип работы гидродинамических подшипников, достоинства и недостатки.
25. Факторы, определяющие несущую способность и жесткость гидродинамических опор.
26. Область применения и принцип работы аэростатических опор. Факторы, определяющие несущую способность и жесткость опор.
27. Достоинства и недостатки активных магнитных опор, область применения.
28. Методики расчёта радиальной и осевой точности вращения ШУ.
29. Методики расчёта радиальной и осевой жесткости ШУ.
30. Специфика расчёта и конструирования зубчатых колес, валов и опор в станкостроении.
31. Структуры привода подач.
32. Геометрическая форма направляющих скольжения, достоинства и недостатки.
33. Материал направляющих смешанного трения.
34. Защитные устройства направляющих смешанного трения.
35. Сущность методики расчёта направляющих смешанного трения на износостойкость.
36. Сущность методики расчёта направляющих смешанного трения на жесткость.
37. Дать сравнительную оценку направляющим скольжения и качения.
38. Классификация направляющих качения по характеру движения тел качения, достоинства и недостатки.
39. Способы создания натяга в направляющих качения.
40. Материал направляющих качения. Устройства защиты и смазывания.
41. Методика расчёта направляющих качения на контактную прочность.
42. Методика расчёта направляющих качения на жесткость.
43. Конструктивные особенности комбинированных направляющих. Область применения.
44. Область применения и принцип действия гидродинамических направляющих. Факторы, определяющие несущую способность направляющих.
45. Область применения и принцип действия гидростатических направляющих. Факторы, определяющие жесткость направляющих.
46. Геометрическая форма направляющих кругового движения. Достоинства и недостатки.

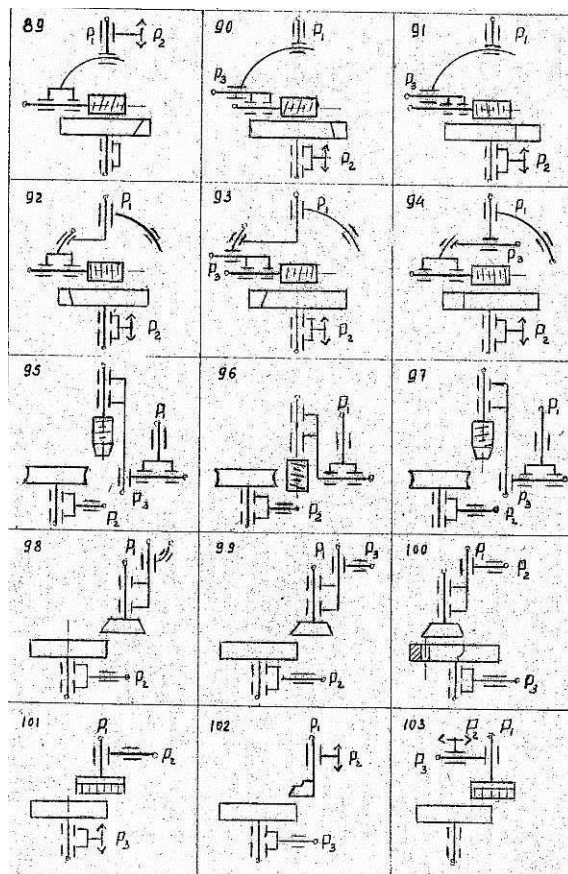
47. Требования, предъявляемые к тяговым устройствам привода подач.
48. Достоинства и недостатки передачи винт-гайка скольжения.
49. Способы регулировки передачи винт-гайка скольжения.
50. Характерные особенности передачи винт-гайка качения.
51. Способы решения проблемы фрикционных автоколебаний в приводе подач.
52. Термодинамический привод.
53. Магнитострикционный привод.
54. Упруго-силовой привод.
55. Способы смазывания зубчатых передач и муфт. Достоинства и недостатки.
56. Методика расчета и подбор аппаратуры системы смазывания привода главного движения.
57. Конструктивные особенности систем с ручным управлением. Достоинства и недостатки.
58. Конструктивные особенности систем управления на базе электромагнитных и гидравлических фрикционных муфт. Достоинства и недостатки.
59. Специфика проектирования корпусов коробок скоростей и подач.
60. Требования, предъявляемые к элементам несущей системы станка, их конструктивные формы и материалы.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

1. Вопросы первого практического задания заключается в построении структурной схемы по выданному варианту компоновочной схемы станка:







2. Вопросы второго практического задания:

2.1 Типовой вариант картины частот вращения привода с $\varphi_1 = 1,26$ и $\varphi_2 = 1,58$ на базе структурной формулы $Z = 1 \cdot 2_1 2_2 2_3$ при условии, что $Z_2 = 4$.

2.2 Построить картину частот вращения привода с $Z = 3_3 2_1 2_2$ и $\varphi = 1,26$, полагая, что максимальная частота вращения привода сопоставима с частотой вращения электродвигателя.

2.3 Построить картину частот вращения привода со структурной формулой $Z = 1 \cdot 4_2 2_1$ и $\varphi = 1,41$ при условии, что максимальная частота вращения привода равна частоте вращения электродвигателя.

2.4 Построить картину частот вращения привода с $Z = 2_2 2_1 2_3$ и $\varphi = 1,41$, полагая, что максимальная частота вращения привода сопоставима с частотой вращения электродвигателя.

2.5 Построить картину частот вращения привода с числом ступеней скорости $Z = 11$ и $\varphi = 1,41$ при условии, что максимальная частота вращения привода равна частоте вращения электродвигателя.

2.6 Построить картину частот вращения привода с числом ступеней скорости $Z = 12$ и $\varphi = 1,26$ при условии, что максимальная частота вращения привода равна частоте вращения электродвигателя.

2.7 Построить картину частот вращения привода с числом ступеней скорости $Z = 7$ и $\varphi = 1,41$ при условии, что максимальная частота вращения привода равна частоте вращения электродвигателя.

2.8 Построить вариант картины частот вращения привода для структурной формулы $Z = 2_1 \cdot 2_2 (1 + 1 \cdot 1)$, считая, что частота вращения двигателя несколько выше максимальной частоте вращения привода.

2.9 Построить вариант картины частот вращения привода для структурной формулы $Z = 2_1 (1 + 2_2 \cdot 1 \cdot 1)$, считая, что частота вращения двигателя несколько выше максимальной частоте вращения привода.

2.10 Построить картину частот вращения привода с числом ступеней скорости $Z = 10$ и $\varphi = 1,41$ при условии, что максимальная частота вращения привода равна частоте вращения электродвигателя.

2.11 Построить вариант картины частот вращения привода с двухскоростным электродвигателем на базе структурной формулы, обеспечивающей $Z = 8$ при $\varphi = 1,41$, считая, что максимальная частота вращения привода сопоставима с частотой вращения электродвигателя.

2.12 Построить вариант картины частот вращения привода для структурной формулы $Z = 2_1 (1 + 1 \cdot 1 \cdot 2_2)$, считая, что частота вращения двигателя несколько выше максимальной частоте вращения привода.

2.13 Построить картину частот вращения привода с $Z = 2_3 2_1 2_2$ и $\varphi = 1,26$, полагая, что максимальная частота вращения привода сопоставима с частотой вращения электродвигателя.

2.14 Построить вариант картины частот вращения привода с плавным регулированием скорости на базе электродвигателя для структурной формулы $Z = 2(1 \cdot 1 + 1 \cdot 1)$ и $n_{\text{Дmax}} = n_{\text{max}}$.

2.15 Построить вариант картины частот вращения привода с плавным регулированием скорости на базе вариатора при $Z = 4$ и $n_{\text{Д}} < n_{\text{max}}$.

2.16 Построить вариант картины частот вращения привода с плавным регулированием скорости на базе электродвигателя для структурной формулы $Z = (1 + 1 \cdot 1)$, считая, что частота вращения двигателя несколько выше максимальной частоте вращения привода.

2.17 Построить вариант картины частот вращения привода с плавным регулированием скорости на базе электродвигателя для структурной формулы $Z = (1 + 1 \cdot 2)$, считая, что частота вращения двигателя равна максимальной частоте вращения привода.

2.18 Построить вариант картины частот вращения привода с плавным регулированием скорости на базе электродвигателя для структурной формулы $Z = 1(1 + 1 \cdot 1)$, считая, что частота вращения двигателя несколько выше максимальной частоте вращения привода.

Паспорт заданий для выполнения практических работ
по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудования», 3 семестр

1. Методика оценки

Для защиты практических работ студентам предлагается выполнить следующий типовый набор заданий: Практическая работа № 1: «Расчётные нагрузки станков. Особенности конструирования и расчета основных элементов привода специального технологического оборудования»; Практическая работа № 2: «Расчёт зубчатых передач приводов станков»; Практические работы № 3: «Расчёт валов, подшипников и ременных передач коробок скоростей»; Практическая работа № 4 «Шпиндельные узлы специального технологического оборудования. Привод подачи специального технологического оборудования»; Практическая работа № 5 «Несущая система»; Практическая работа № 6 «Вспомогательные системы специального технологического оборудования: системы смазывания, системы управления». Распределение заданий практических занятий по проверяемым компетенциям указано в таблице «Обобщенная структура фонда оценочных средств учебной дисциплины».

Выставление оценок на практическом занятии осуществляется на основе выполнения и защиты одного типового задания (см. выше). Защита практической работы в соответствии с уровнем знаний: "удовлетворительно" – 4-5 баллов; "хорошо" – 6-8 балла; "отлично" – 9-10 баллов. Максимальное количество баллов, которые можно заработать за выполнение и защиту трех практических работ составляет 60 баллов.

2. Критерии оценки

*Работа считается **не выполненной***, если студент не освоил практический и теоретический материалы; оценка составляет менее 4 баллов.

*Работа считается выполненной на **пороговом уровне***, если студент освоил практический материал, но не смог обобщить теоретический материал; оценка составляет 4-5 баллов.

*Работа считается выполненной на **базовом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, допустил несколько ошибок при определении параметров математической модели, привёл не достаточно чёткую аргументацию своих действий и выводов, оценка составляет 6-8 баллов.

*Работа считается выполненной на **продвинутом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, привёл достаточно чёткую аргументацию своих действий при построении математической модели, оценка составляет 9-10 баллов.

3. Шкала оценки

В общей оценке по дисциплине баллы за практические занятия учитываются в соответствии с правилами балльно-рейтинговой системы, приведенными в рабочей программе дисциплины.

Если в результате сдачи экзамена студент не набирает 26 баллов или с учетом сдачи экзамена его суммарный рейтинг (оценка на экзамене + **ОЦЕНКА ЗА ВЫПОЛНЕНИЕ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ**) не превышает 49 баллов, ему выставляется оценка "неудовлетворительно" (FX) с возможностью пересдачи.

При пересдаче экзамена студент имеет возможность получить оценку не выше Е ("удовлетворительно").

Студент имеет возможность получить дополнительно до 20 баллов при выполнении работ, не предусмотренных основной программой освоения курса. Данные виды работ согласуются с преподавателем. Одним из вариантов дополнительной работы может быть выполнение расчётно-графической работы по заданной преподавателем тематике.

Итоговая оценка по дисциплине выставляется согласно таблице

Таблица

98-100	93-97	90-92	87-89	83-86	80-82	77-79	73-76	70-72	67-69	63-66	60-62	50-59	25-49	0-24
A+	A	A-	B+	B	B-	C+	C	C-	D+	D	D-	E	FX	F
отлично				хорошо				удовлетворительно					неудовлетворительно	
зачтено													не зачтено	

4. Перечень практических работ

Практическая работа № 1 «Расчётные нагрузки станков. Особенности конструирования и расчета основных элементов привода специального технологического оборудования».

Задание:

Студенты выполняют групповые задания по построению проектов в программных комплексах *APM WinMachine* и *Ansys*, а также разработанной на кафедре программе *RNAG*. На первом практическом занятии выдается комплект исходных данных: 1) Нагрузочные характеристики привода главного движения станка (табл. 1-6).

Вариант задания формируется на основе цифрового трехразрядного кода, устанавливаемого руководителем курсового проектирования. В частности, при шифре 754 необходимо выписать данные седьмой колонки табл. 1 (или 4), а из табл. 2 (или 5) и табл. 3 (или 6) – соответственно пятого и четвертого столбцов.

Кратко прокомментируем принятые в заданиях условные обозначения

Табл. 1 и 4 содержат информацию о типоразмере и классе точности станка, варианте компоновки привода главного движения, а также о значении одной из эксплуатационных характеристик последнего – эффективной (номинальной) мощности на шпинделе. Заданием предусмотрено проектирование унифицированного привода с главным вращательным движением рабочего органа для двух наиболее распространенных типов металлообрабатывающего оборудования: токарного – Т и фрезерного – Ф. Основным размерным параметром для токарных станков является максимальный диаметр обрабатываемой детали над станиной, а для фрезерных – ширина стола. С учетом функционального назначения и компоновки привода, которая определяет расположение направляющих элементов несущей системы металлорежущего оборудования или положение оси шпинделя в пространстве, универсальные токарные станки подразделяются на патронные – ТП и центровые – ТЦ. Соответственно для многоцелевых токарных станков с ЧПУ, а также фрезерного оборудования предусмотрено наклонное – ТН, вертикальное – ТВ и ВФ и горизонтальное – ГФ исполнение привода. В общем случае проектированию подлежат приводы станков трех классов точности: нормального – Н, повышенного – П и высокого – В.

Т а б л и ц а 1

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тип станка	ТП	ВФ	ТЦ	ГФ	ТП	ВФ	ТЦ	ГФ	ТП	ВФ
Основной параметр станка, мм	160	320	200	400	250	160	400	200	320	250
Эффективная мощность на шпинделе, кВт	1,8	6,0	2,4	8,8	3,2	2,4	6,0	3,2	4,6	4,2
Класс точности станка	В	П	П	Н	В	П	П	Н	Н	В

Т а б л и ц а 2

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальная частота вращения, 10^3 мин^{-1}	4,0	2,5	2,5	4,0	2,8	1,4	2,0	1,6	3,2	2,0
Общий диапазон регулирования скорости	16	25	12,5	14	45	11,2	22,4	10	20	31,5
Диапазон регулирования скорости с $N=\text{const}$	5,6	16	5	10	22,4	4	11,2	6,3	8	12,5
Допустимая потеря скорости резания, %	30	40	20	40	50*	30	30	40	40*	20

Т а б л и ц а 3

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Система управления приводом	Д	Р	Д	Р	Д	Р	Д	Р	Р	Д
Технический ресурс привода, 10^3 ч	20	14	11,2	10	16	17,5	12	18	12,5	15
Режим нагружения привода $\bar{N}/N_{\text{ном}}$	Л	Т	С	Л	Т	С	С	Т	С	Л
Система смазывания привода	Ц	И	Ц	И	Ц	И	Ц	И	И	Ц

Т а б л и ц а 4

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тип станка	ТН	ВФ	ТН	ГФ	ТВ	ВФ	ТВ	ГФ	ТН	ВФ
Основной параметр станка, мм	500	320	400	250	500	400	400	200	320	250
Эффективная мощность на шпинделе, кВт	14	8	3	12	6	16	10	4	6,8	5
Класс точности станка	П	В	В	П	В	П	П	В	В	П

Т а б л и ц а 5

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальная частота вращения, 10^3 мин^{-1}	5,0	2,8	4,5	3,2	2,0	5,6	2,5	6,0	4,0	3,6
Общий диапазон регулирования скорости	110	65	80	100	85	90	75	60	120	70
Диапазон регулирования скорости с $N=\text{const}$	40	12,5	24	28	20	32	10	8	36	16
Вид электропривода	П	А	А	П	А	П	П	А	А	П

Т а б л и ц а 6

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Система управления приводом	Г	Э	Э	Г	Э	Г	Э	Г	Г	Э
Технический ресурс привода, 10^3 ч	20	14	11,2	10	16	17,5	12	18	12,5	15
Режим нагружения привода $\bar{N}/N_{\text{ном}}$	Л	Т	С	Л	Т	С	С	Т	С	Л

Оставшиеся таблицы включают сведения о скоростных возможностях, режиме работы привода и особенностях конструктивного исполнения его отдельных систем.

Общий диапазон регулирования отражает отношение максимальной частоты вращения шпинделя к минимальной. Диапазон регулирования с постоянной мощностью позволяет найти значение так называемой

расчетной частоты вращения привода. Допустимая потеря скорости резания предопределяет величину знаменателя ϕ геометрического ряда частот вращения привода с дискретным регулированием, причем значение потери скорости, отмеченное звездочкой, присуще большему ϕ (структура привода с двумя знаменателями ряда). Для станков с плавным регулированием его величина, как известно, равна нулю. Поэтому для станков с ЧПУ вместо этого параметра в качестве исходного данного введено другое требование: вид электропривода (табл. 5). В этих станках бесступенчатое изменение частоты вращения шпинделя можно обеспечить путем применения электродвигателя либо постоянного тока – П, либо асинхронного с частотным регулированием – А.

Приводам станков общего назначения присущи два типа систем управления: ручной – Р и дистанционный – Д. Последняя, как и в станках с ЧПУ, конструктивно может быть выполнена на базе электрической – Э или гидравлической – Г энергий. Режим нагружения (легкий – Л, средний – С, тяжелый – Т) отражает отношение средней мощности, реализуемой в процессе эксплуатации станка, к номинальной мощности привода. Станки с универсальным характером выполняемых технологических операций оснащаются (табл. 3) двумя типами систем смазывания привода: индивидуальной – И или централизованной – Ц. Все другие решения, выходящие за рамки технического задания, принимаются студентами самостоятельно, но наиболее принципиальные вопросы необходимо в обязательном порядке согласовать с руководителем курсового проектирования.

Практическая работа № 2 «Расчёт зубчатых передач приводов станков»

Задание:

Студенты выполняют групповые задания по построению проектов в программных комплексах *APM WinMachine* и *ANSYS* для: 1) проектировочного расчета зубчатой цилиндрической прямозубой (косозубой) передачи внешнего зацепления; 2) проектировочного расчета зубчатой конической ортогональной передачи с прямыми (круговыми) зубьями; 3) проектировочного расчета червячной передачи; 4) проектировочного расчета клиноременной передачи; 4) проектировочного расчета цепной передачи.

Практическая работа № 3 «Расчёт валов, подшипников и ременных передач коробок скоростей»

Задание:

Студенты выполняют групповые задания по построению проектов в программных комплексах *APM WinMachine* и *Ansys* для расчета: 1) вала на усталостную прочность; 2) расчета радиального подшипника скольжения, работающего в режиме жидкостного трения; 3) подшипников качения; 4) упругих элементов машин: проектировочный расчет пружины сжатия круглого поперечного сечения; проверочный расчет пружины сжатия круглого поперечного сечения; проектировочный расчет пружины сжатия квадратного поперечного сечения; проектировочный расчет пружины растяжения круглого поперечного сечения; проектировочный расчет пружины кручения круглого поперечного сечения.

Практическая работа № 4 «Шпиндельные узлы специального технологического оборудования. Привод подач специального технологического оборудования»

Задание:

Студенты выполняют групповые задания по построению проектов в программных комплексах *APM WinMachine* и *Ansys*. Изучают требования, предъявляемые к шпиндельным узлам (ШУ); материалы и алгоритм проектирования. Конструкции ШУ: опоры, способы смазывания, конфигурации передних концов, тип приводного элемента, конструктивные схемы, главные размеры. Опоры качения: способы выборки зазоров и создания натяга. Опоры скольжения: гидро- и аэростатические, гидродинамические и активные магнитные. Принцип действия, конструктивные особенности, область применения, методики определения несущей способности и жесткости. Оптимизация ШУ. Методики расчета радиальной и осевой точности вращения ШУ, изгибной и осевой жесткости, виброустойчивости и теплостойкости.

Изучают технические требования к приводу подач (ПП) и вспомогательных перемещений. Структуры ПП станков с ЧПУ и универсального оборудования.

Практическая работа № 5 «Несущая система»

Задание:

Студенты выполняют групповые задания по построению проектов в программных комплексах *APM WinMachine* и *Ansys*. Изучают назначение, технические требования к базовым деталям (элементам несущей системы), их конструктивные формы и материал. Методики расчёта общей жесткости и жесткости контактных соединений (стыков). Температурные деформации и методы их снижения. Колебания в станках и их виброизоляция.

Практическая работа № 6 «Вспомогательные системы специального технологического оборудования: системы смазывания, системы управления»

Задание:

Студенты выполняют групповые задания по построению проектов в программных комплексах *APM WinMachine* и *Ansys*. Конструктивные варианты реализации способов смазывания опор валов, шпиндельного узла, зубчатых передач, направляющих и других элементов. Методика определения потребного количества смазывающего материала и подбор аппаратуры. Студенты изучают классификацию. Способы настройки требуемой скорости движения исполнительного органа, реверса и останова. Типовые элементы конструкций, реализующих цепь управления при ручном способе. Типовые конструкции систем при дистанционном и программном управлении. Достоинства и недостатки систем управления станков с дискретным и плавным регулированием скорости рабочего органа.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Новосибирский государственный технический университет»
Кафедра проектирования технологических машин

Паспорт зачета

по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудования», 4 семестр

1. Методика оценки

Студент допускается к сдаче зачета при условии, что он выполнил и защитил все практические работы, защитил курсовой проект и набрал не менее 40 баллов.

На зачете студенту выдаются 2 вопроса. Распределение дидактических единиц по проверяемым компетенциям указано в таблице «Обобщенная структура фонда оценочных средств учебной дисциплины».

Выставление оценок на зачете осуществляется на основе выполнения и защиты двух вопросов. Оценивание ответа на вопросы осуществляется в соответствии с уровнем знаний: "удовлетворительно" – 5-6 балл; "хорошо" – 7-8 баллов; "отлично" – 9-10 баллов. Всего за два вопроса студент может получить максимум 20 баллов.

Форма билета для зачета

НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
Факультет МТФ

Билет № 1

к зачету по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудования»

1. Основные показатели качества оборудования.

2. Геометрическая форма направляющих кругового движения. Достоинства и недостатки.

Утверждаю: зав. кафедрой _____ должность, ФИО
(подпись) (дата)

2. Критерии оценки

Защита считается неудовлетворительной, если студент не освоил теоретический материал и не смог обобщить теоретический и практический материал; оценка составляет менее 10 баллов.

*Защита считается состоявшейся на **пороговом уровне***, если студент освоил теоретический материал, но не смог обобщить теоретический и практический материал; оценка составляет 10-13 баллов.

*Защита считается состоявшейся на **базовом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, допустил несколько ошибок при защите, привёл

не достаточно чёткую аргументацию своей точки зрения при ответе на вопросы, оценка составляет 14-17 баллов.

*Защита считается состоявшейся на **продвинутом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, привёл достаточно чёткую аргументацию своей точки зрения по всем вопросам, оценка составляет 18-20 баллов.

3. Шкала оценки

Если студент в семестре работал не систематически, в результате чего не набрал требуемое количество баллов, то ему выдается дополнительное задание, тематика и объем которого определяются преподавателем.

Если в результате сдачи зачета студент не набирает 10 баллов или с учетом сдачи зачета его суммарный рейтинг (**ОЦЕНКА НА ЗАЧЕТЕ** + оценка за выполнение практических работ + оценка за выполнение и защиту КП) не превышает 49 баллов, ему выставляется оценка "неудовлетворительно" (FX) с возможностью пересдачи.

При пересдаче зачета студент имеет возможность получить оценку не выше E ("удовлетворительно").

Студент имеет возможность получить дополнительно до 20 баллов при выполнении работ, не предусмотренных основной программой освоения курса. Данные виды работ согласуются с преподавателем. Одним из вариантов дополнительной работы может быть выполнение расчётно-графической работы по заданной преподавателем тематике.

В общей оценке по дисциплине баллы за зачет учитываются в соответствии с правилами балльно-рейтинговой системы, приведенными в рабочей программе дисциплины.

Итоговая оценка по дисциплине выставляется согласно таблице.

Таблица

98-100	93-97	90-92	87-89	83-86	80-82	77-79	73-76	70-72	67-69	63-66	60-62	50-59	25-49	0-24
A+	A	A-	B+	B	B-	C+	C	C-	D+	D	D-	E	FX	F
отлично				хорошо				удовлетворительно				неудовлетворительно		
зачтено													не зачтено	

4. Вопросы к зачету по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудов»

1. Основные показатели качества оборудования.
2. Показатели качества, характеризующие производительность станков. Факторы, влияющие на производительность.
3. Показатели качества, характеризующие надежность станков.
4. Показатели качества, характеризующие безотказность и долговечность станков. Основные пути повышения надежности.
5. Факторы, влияющие на температурные деформации шпиндельных узлов (ШУ). Основные пути повышения теплостойкости ШУ.
6. Энергетический баланс привода главного движения (ПГД) станков.
7. Причины возникновения геометрических погрешностей станков и пути их уменьшения.
8. Причины возникновения кинематических погрешностей и пути их снижения.
9. Жесткость станочных систем и пути ее повышения.
10. Структура КПД привода главного движения станков и пути его повышения.
11. Показатели качества, характеризующие гибкость станочных систем.
12. Факторы, определяющие виброустойчивость ШУ, и пути повышения устойчивости ШУ к внешним воздействиям.
13. Пути повышения технологичности конструкций.

14. Структура погрешностей (ошибок) станочного оборудования и причины их появления.
15. Суть графоаналитического метода расчета передаточных отношений передач привода на примере нормальной множительной структуры.
16. Требования, предъявляемые к шпиндельным узлам (ШУ).
17. Материалы, методы и способы упрочнения ШУ.
18. Способы смазывания опор ШУ и валов. Критерии применения.
19. Выборка зазоров и создание натяга в опорах ШУ. Общие положения.
20. Конструктивные варианты выборки зазоров и создания натяга в опорах ШУ.
21. Область применения и принцип работы гидростатических опор (на примере радиальных опор), достоинства и недостатки.
22. Область применения и принцип работы упорных гидростатических подшипников, достоинства и недостатки.
23. Факторы, определяющие несущую способность и жесткость гидростатических опор.
24. Область применения и принцип работы гидродинамических подшипников, достоинства и недостатки.
25. Факторы, определяющие несущую способность и жесткость гидродинамических опор.
26. Область применения и принцип работы аэроstaticеских опор. Факторы, определяющие несущую способность и жесткость опор.
27. Достоинства и недостатки активных магнитных опор, область применения.
28. Методики расчёта радиальной и осевой точности вращения ШУ.
29. Методики расчёта радиальной и осевой жесткости ШУ.
30. Специфика расчёта и конструирования зубчатых колес, валов и опор в станкостроении.
31. Структуры привода подач.
32. Геометрическая форма направляющих скольжения, достоинства и недостатки.
33. Материал направляющих смешанного трения.
34. Защитные устройства направляющих смешанного трения.
35. Сущность методики расчёта направляющих смешанного трения на износостойкость.
36. Сущность методики расчёта направляющих смешанного трения на жесткость.
37. Дать сравнительную оценку направляющим скольжения и качения.
38. Классификация направляющих качения по характеру движения тел качения, достоинства и недостатки.
39. Способы создания натяга в направляющих качения.
40. Материал направляющих качения. Устройства защиты и смазывания.
41. Методика расчёта направляющих качения на контактную прочность.
42. Методика расчёта направляющих качения на жесткость.
43. Конструктивные особенности комбинированных направляющих. Область применения.
44. Область применения и принцип действия гидродинамических направляющих. Факторы, определяющие несущую способность направляющих.
45. Область применения и принцип действия гидростатических направляющих. Факторы, определяющие жесткость направляющих.
46. Геометрическая форма направляющих кругового движения. Достоинства и недостатки.
47. Требования, предъявляемые к тяговым устройствам привода подач.
48. Достоинства и недостатки передачи винт-гайка скольжения.
49. Способы регулировки передачи винт-гайка скольжения.
50. Характерные особенности передачи винт-гайка качения.

51. Способы решения проблемы фрикционных автоколебаний в приводе подач.
52. Термодинамический привод.
53. Магнитострикционный привод.
54. Упруго-силовой привод.
55. Способы смазывания зубчатых передач и муфт. Достоинства и недостатки.
56. Методика расчета и подбор аппаратуры системы смазывания привода главного движения.
57. Конструктивные особенности систем с ручным управлением. Достоинства и недостатки.
58. Конструктивные особенности систем управления на базе электромагнитных и гидравлических фрикционных муфт. Достоинства и недостатки.
59. Специфика проектирования корпусов коробок скоростей и подач.
60. Требования, предъявляемые к элементам несущей системы станка, их конструктивные формы и материалы.

Паспорт заданий для выполнения практических работ
по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудования», 4 семестр

1. Методика оценки

Для защиты практических работ студентам предлагается выполнить следующий типовый набор заданий: Практическая работа № 1 и 2: «Расчёт главного исполнительного органа на точность и жесткость» и «Изучаются типовые варианты конструктивного исполнения шпиндельных узлов, а также коробок скоростей и приводов подач специального технологического оборудования»; Практические работы № 3: «Конструирование основных элементов коробки скоростей». Распределение заданий практических занятий по проверяемым компетенциям указано в таблице «Обобщенная структура фонда оценочных средств учебной дисциплины».

Выставление оценок на практическом занятии осуществляется на основе выполнения и защиты одного типового задания. Защита практической работы в соответствии с уровнем знаний: "удовлетворительно" – 3,33-5,66 баллов; "хорошо" – 5,67-7,9 балла; "отлично" – 8-10 баллов. Максимальное количество баллов, которые можно заработать за выполнение и защиту трех практических работ составляет 30 баллов.

2. Критерии оценки

Работа считается не выполненной, если студент не освоил практический и теоретический материалы; оценка составляет менее 3,33 баллов.

*Работа считается выполненной на **пороговом уровне***, если студент освоил практический материал, но не смог обобщить теоретический материал; оценка составляет 3,33-5,66 баллов.

*Работа считается выполненной на **базовом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, допустил несколько ошибок при определении параметров математической модели, привёл не достаточно чёткую аргументацию своих действий и выводов, оценка составляет 5,67-7,9 баллов.

*Работа считается выполненной на **продвинутом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, привёл достаточно чёткую аргументацию своих действий при построении математической модели, оценка составляет 8-10 баллов.

3. Шкала оценки

В общей оценке по дисциплине баллы за практические занятия учитываются в соответствии с правилами балльно-рейтинговой системы, приведенными в рабочей программе дисциплины.

Если в результате сдачи зачета студент не набирает 10 баллов или с учетом сдачи зачета его суммарный рейтинг (оценка на зачете + **ОЦЕНКА ЗА ВЫПОЛНЕНИЕ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ** + оценка за выполнение и защиту КП) не превышает 49 баллов, ему выставляется оценка "неудовлетворительно" (FX) с возможностью пересдачи.

При пересдаче экзамена студент имеет возможность получить оценку не выше E ("удовлетворительно").

Студент имеет возможность получить дополнительно до 20 баллов при выполнении работ, не предусмотренных основной программой освоения курса. Данные виды работ согласуются с преподавателем. Одним из вариантов дополнительной работы может быть выполнение расчётно-графической работы по заданной преподавателем тематике.

Итоговая оценка по дисциплине выставляется согласно таблице

Таблица

98-100	93-97	90-92	87-89	83-86	80-82	77-79	73-76	70-72	67-69	63-66	60-62	50-59	25-49	0-24
A+	A	A-	B+	B	B-	C+	C	C-	D+	D	D-	E	FX	F
отлично				хорошо				удовлетворительно					неудовлетворительно	
зачтено													не зачтено	

4. Перечень практических работ

Практические работы № 1 и 2 «Расчёт главного исполнительного органа на точность и жесткость» и «Изучаются типовые варианты конструктивного исполнения шпиндельных узлов, а также коробок скоростей и приводов подачи специального технологического оборудования»

Задание:

На первом практическом занятии выдается комплект исходных данных: 1) Нагрузочные характеристики привода главного движения станка (табл. 1-6); 2) Чертеж шпиндельного узла станка (рис. 1). На каждом занятии студенты (индивидуально и в группе) осуществляют поэтапные вычисления, необходимые для проектирования привода главного движения станка.

В качестве объекта проектирования предлагаются станки с ручным и дистанционным управлением – блок исходных данных приведен в табл. 1 – 3 или станки с числовым программным управлением (ЧПУ) – комплекс данных табл. 4 – 6. В первом случае речь идет о разработке привода с дискретным (ступенчатым) регулированием скорости исполнительного органа (шпинделя), во втором – привода с плавным (бесступенчатым) регулированием.

Вариант задания формируется на основе цифрового трехразрядного кода, устанавливаемого руководителем курсового проектирования. В частности, при шифре 754 необходимо выписать данные седьмой колонки табл. 1 (или 4), а из табл. 2 (или 5) и табл. 3 (или 6) – соответственно пятого и четвертого столбцов.

Кратко прокомментируем принятые в заданиях условные обозначения.

Табл. 1 и 4 содержат информацию о типоразмере и классе точности станка, варианте компоновки привода главного движения, а также о значении одной из эксплуатационных характеристик последнего – эффективной (номинальной) мощности на шпинделе. Заданием предусмотрено проектирование унифицированного привода с главным вращательным движением рабочего органа для двух наиболее распространенных типов металлообрабатывающего оборудования: токарного – Т и фрезерного – Ф. Основным размерным параметром для токарных станков является максимальный диаметр обрабатываемой детали над станиной, а для фрезерных – ширина стола. С учетом функционального назначения и компоновки привода, которая определяет расположение направляющих элементов несущей системы металлорежущего оборудования или положение оси шпинделя в пространстве, универсальные токарные станки подразделяются на патронные – ТП и центровые – ТЦ. Соответственно для многоцелевых токарных станков с ЧПУ, а также фрезерного оборудования предусмотрено наклонное – ТН, вертикальное – ТВ и ВФ и горизонтальное – ГФ исполнение привода. В общем случае проектированию подлежат приводы станков трех классов точности: нормального – Н, повышенного – П и высокого – В.

Т а б л и ц а 1

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тип станка	ТП	ВФ	ТЦ	ГФ	ТП	ВФ	ТЦ	ГФ	ТП	ВФ
Основной параметр станка, мм	160	320	200	400	250	160	400	200	320	250
Эффективная мощность на шпинделе, кВт	1,8	6,0	2,4	8,8	3,2	2,4	6,0	3,2	4,6	4,2
Класс точности станка	В	П	П	Н	В	П	П	Н	Н	В

Т а б л и ц а 2

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальная частота вращения, 10^3 мин^{-1}	4,0	2,5	2,5	4,0	2,8	1,4	2,0	1,6	3,2	2,0
Общий диапазон регулирования скорости	16	25	12,5	14	45	11,2	22,4	10	20	31,5
Диапазон регулирования скорости $N=\text{const}$	5,6	16	5	10	22,4	4	11,2	6,3	8	12,5
Допустимая потеря скорости резания, %	30	40	20	40	50*	30	30	40	40*	20

Т а б л и ц а 3

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Система управления приводом	Д	Р	Д	Р	Д	Р	Д	Р	Р	Д
Технический ресурс привода, 10^3 ч	20	14	11,2	10	16	17,5	12	18	12,5	15
Режим нагружения привода $N/N_{\text{ном}}$	Л	Т	С	Л	Т	С	С	Т	С	Л
Система смазывания привода	Ц	И	Ц	И	Ц	И	Ц	И	И	Ц

Т а б л и ц а 4

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тип станка	ТН	ВФ	ТН	ГФ	ТВ	ВФ	ТВ	ГФ	ТН	ВФ
Основной параметр станка, мм	500	320	400	250	500	400	400	200	320	250
Эффективная мощность на шпинделе, кВт	14	8	3	12	6	16	10	4	6,8	5
Класс точности станка	П	В	В	П	В	П	П	В	В	П

Т а б л и ц а 5

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальная частота вращения, 10^3 мин^{-1}	5,0	2,8	4,5	3,2	2,0	5,6	2,5	6,0	4,0	3,6
Общий диапазон регулирования скорости	110	65	80	100	85	90	75	60	120	70
Диапазон регулирования скорости $N=\text{const}$	40	12,5	24	28	20	32	10	8	36	16
Вид электропривода	П	А	А	П	А	П	П	А	А	П

Т а б л и ц а 6

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Система управления приводом	Г	Э	Э	Г	Э	Г	Э	Г	Г	Э
Технический ресурс привода, 10^3 ч	20	14	11,2	10	16	17,5	12	18	12,5	15
Режим нагружения привода $\bar{N}/N_{\text{ном}}$	Л	Т	С	Л	Т	С	С	Т	С	Л

Оставшиеся таблицы включают сведения о скоростных возможностях, режиме работы привода и особенностях конструктивного исполнения его отдельных систем.

Общий диапазон регулирования отражает отношение максимальной частоты вращения шпинделя к минимальной. Диапазон регулирования с постоянной мощностью позволяет найти значение так называемой расчетной частоты вращения привода. Допустимая потеря скорости резания предопределяет величину знаменателя ϕ геометрического ряда частот вращения привода с дискретным регулированием, причем значение потери скорости, отмеченное звездочкой, присуще большему ϕ (структура привода с двумя знаменателями ряда). Для станков с плавным регулированием его величина, как известно, равна нулю. Поэтому для станков с ЧПУ вместо этого параметра в качестве исходного данного введено другое требование: вид электропривода (табл. 5). В этих станках бесступенчатое изменение частоты вращения шпинделя можно обеспечить путем применения электродвигателя либо постоянного тока – П, либо асинхронного с частотным регулированием – А.

Приводам станков общего назначения присущи два типа систем управления: ручной – Р и дистанционный – Д. Последняя, как и в станках с ЧПУ, конструктивно может быть выполнена на базе электрической – Э или гидравлической – Г энергий. Режим нагружения (легкий – Л, средний – С, тяжелый – Т) отражает отношение средней мощности, реализуемой в процессе эксплуатации станка, к номинальной мощности привода. Станки с универсальным характером выполняемых технологических операций оснащаются (табл. 3) двумя типами систем смазывания привода: индивидуальной – И или централизованной – Ц. Все другие решения, выходящие за рамки

технического задания, принимаются студентами самостоятельно, но наиболее принципиальные вопросы необходимо в обязательном порядке согласовать с руководителем курсового проектирования.

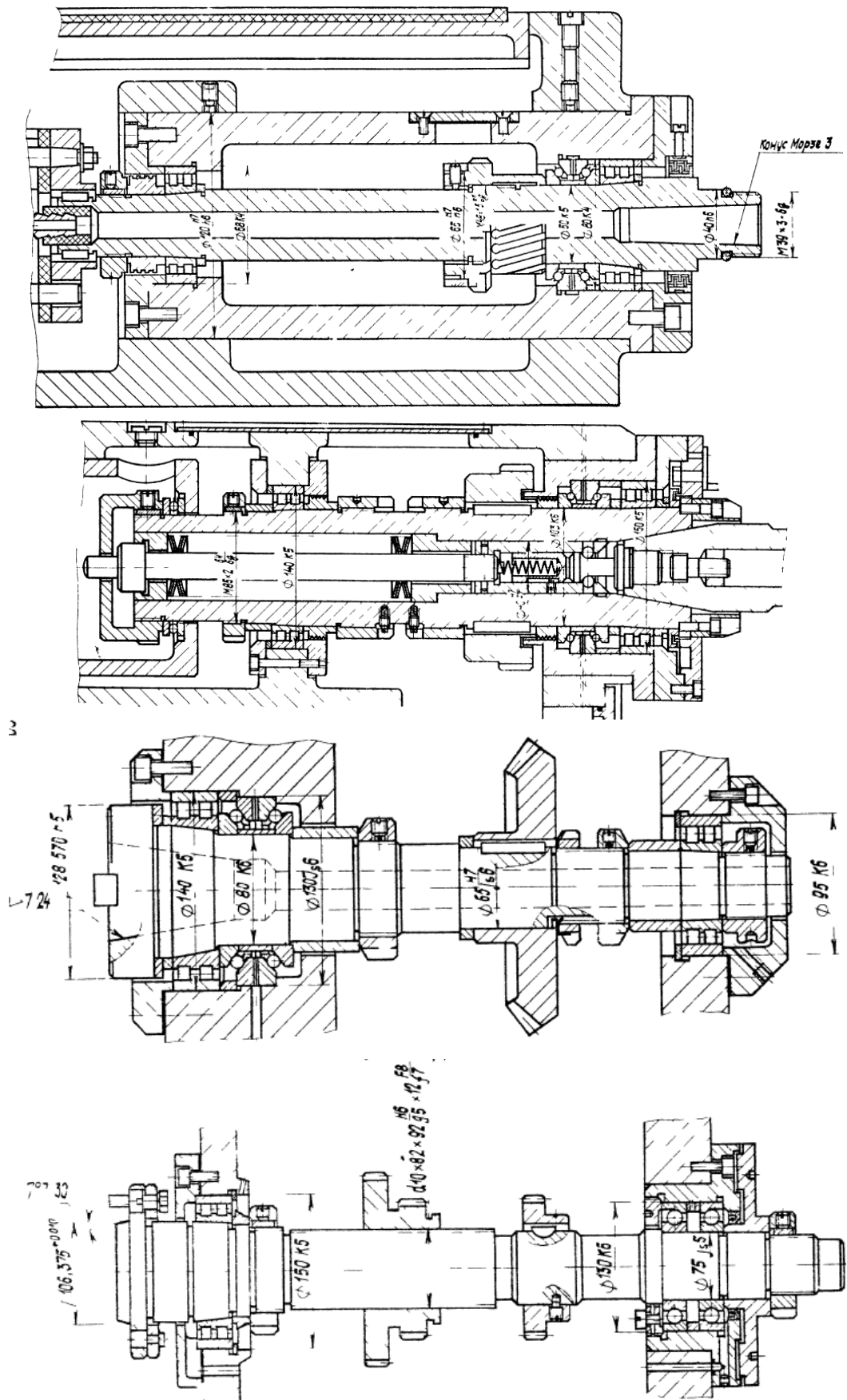


Рисунок 1. Примеры чертежей конструкций шпиндельных узлов

Практическая работа № 3 «Конструирование основных элементов коробки скоростей»

Задание:

Студенты выполняют групповые задания по проектированию (конструированию) блоков зубчатых и ременных передач, валов, элементов системы смазывания, управления и корпусов коробок скоростей.

Пример выполненного комплексного практического задания

Цель работы

Рассчитать прочностные характеристики шпинделя токарного станка при помощи программного продукта *APM Win Machine*.

Задачи:

1. Произвести расчет сил резания;
2. Произвести расчет зубчатой передачи;
3. Произвести расчет жесткости шпинделя;
4. Произвести модальный расчет шпинделя.

Исходные данные

Материал:

- Сталь 40Х,
- $\sigma_{0,2} = 315$ МПа,
- $\rho = 7820$ кг/м³.

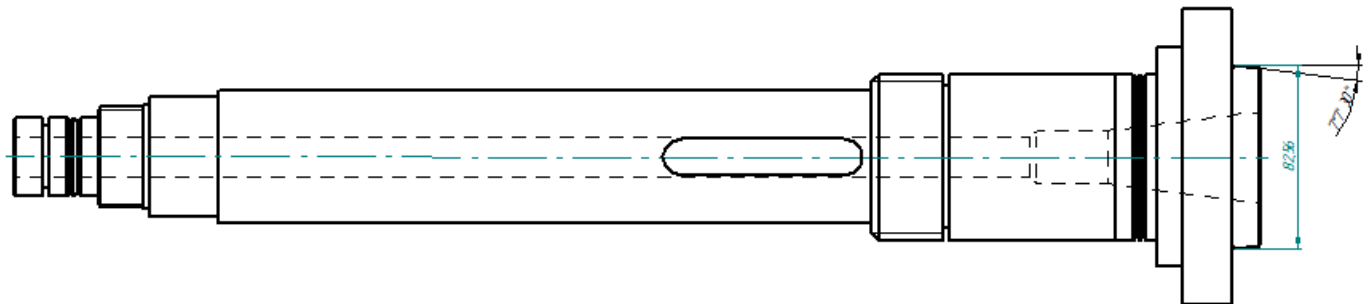


Рисунок 1 – Эскиз шпинделя

Таблица 1

Исходные данные для расчета режимов резания и сил в зацеплении

Диаметр заготовки, D	100 мм
Мощность, N	6 кВт
Межосевое расстояние, a_w	149 мм
Передаточное число, U	1,6

1 Расчет сил резания

Определим скорость резания по формуле:

$$V_p = \frac{C_v}{T^m t^{x_s} s^y} K_v = \frac{340}{60^{0,2} \cdot 1,7^{0,15} \cdot 0,9^{0,45}} \cdot 0,98 = 142,57 \text{ м/мин.}$$

где V_p – расчетная скорость резания, м/мин;

T – период стойкости инструмента, мин [1];

t – глубина резания, мм [1];

s – подача, мм/об [1].

Зная расчетную скорость резания, найдем частоту вращения шпинделя:

$$n = \frac{V_p}{\pi \cdot d} = \frac{142,57}{3,14 \cdot 0,1} = 454 \rightarrow 500 \text{ об/мин.}$$

Тогда фактическая скорость резания будет равна:

$$V_p = n \cdot \pi \cdot d = 500 \cdot 3,14 \cdot 0,1 = 157 \text{ м/мин.}$$

После этого, рассчитаем силы резания:

Для расчета сил резания, необходимо знать коэффициенты, которые берем из справочника машиностроителя; и подставляем их в следующие формулы [1]:

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 1,7^1 \cdot 0,9^{0,75} \cdot V^{-0,15}$$

$$P_y = 10 \cdot 243 \cdot 1,7^{0,9} \cdot 0,9^{0,6} \cdot V^{-0,3}$$

$$P_x = 10 \cdot 339 \cdot 1,7^1 \cdot 0,9^{0,5} \cdot V^{-0,4}$$

Подставляем рассчитанную ранее скорость резания, и определяем силы резания:

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 1,7^1 \cdot 0,9^{0,75} \cdot 157^{-0,15} = 2290 \text{ Н}$$

$$P_y = 10 \cdot 243 \cdot 1,7^{0,9} \cdot 0,9^{0,6} \cdot 157^{-0,3} = 804,67 \text{ Н}$$

$$P_x = 10 \cdot 339 \cdot 1,7^1 \cdot 0,9^{0,5} \cdot 157^{-0,4} = 721,16 \text{ Н}$$

Крутящий момент, момент изгиба и мощность находим по формулам:

$$M_{кр} = \frac{P_z \cdot D}{2} = \frac{2290 \cdot 0,1}{2} = 114,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{изг} = P_x \cdot \frac{d}{2} = 721,16 \cdot \frac{0,1}{2} = 36,05 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$N = \frac{M_{кр} \cdot n}{9554} = \frac{114,5 \cdot 500}{9554} = 6 \text{ кВт}$$

2 Расчет цилиндрической прямозубой передачи

Расчет цилиндрической зубчатой передачи проведем с помощью программы *APM WinMachine*, используя модуль *APM Trans* [2].

Для начала работы необходимо выбрать тип передачи (см. рисунок 2). После этого, указываем основные данные для расчета зубчатой передачи: значения вышеприведенных расчетов (см. рисунок 3).

Выберите Тип передачи

Передаточные

Цилиндрические передачи

- ☒ Прямозубые внешнего зацепления
- ☐ Прямозубые внутреннего зацепления
- ☐ Косозубые внешнего зацепления
- ☐ Косозубые внутреннего зацепления
- ☐ Шевронные

Конические передачи

- ☐ С прямым зубом
- ☐ С круговым зубом

Ременные

- ☐ Плоскоременные
- ☐ Червячные
- ☐ Клиноременные
- ☐ Цепные

OK Отмена Справка

Рисунок 2 – Выбор типа передачи

Основные данные

Момент на выходе [Нм] 114,5

Обороты на выходе [об/мин] 500

Передаточное число [-] 0.64

Требуемый ресурс [час] 10000.0

Число зацеплений

Шестерня 1 [-] Колесо 1 [-]

Термообработка

Шестерня Цементация Колесо Цементация

Режим работы Постоянный Крепление шестерни на валу Несимметрично

Продолжить Прервать Справка Еще...

Рисунок 3 – Основные данные

Помимо этого, необходимо указать дополнительные данные (Рисунок 4): модуль, твердость поверхности и сердцевины зубьев, а также число зубьев.

Дополнительные данные

Межосевое расстояние [мм] 0.0

Коэффициент ширины колеса [-] 0.0

Модуль [мм] 2,75

Угол наклона зубьев [град] 0.0

Коэффициент смещения

Шестерня 0.0 Колесо 0.0

☐ Задать материал шестерни Выбрать...

☐ Задать материал колеса Выбрать...

Твердость поверхности зубьев HRC

Шестерня 60 Колесо 60

Твердость сердцевины зубьев HRC

Шестерня 10.0 Колесо 20.0

Число зубьев

Шестерня 42 Колесо 66

☒ Возможен реверс

☒ Стандартное межосевое расстояние

Продолжить Прервать Справка

Рисунок 4 – Дополнительные данные

После того, как все данные введены, производим расчет, просматриваем полученные данные (см. рисунки 5, 6, 7).

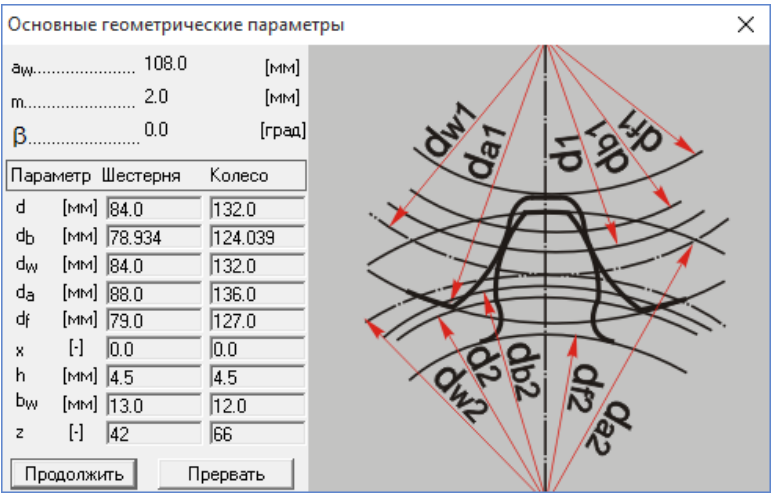


Рисунок 5 – Основные геометрические параметры

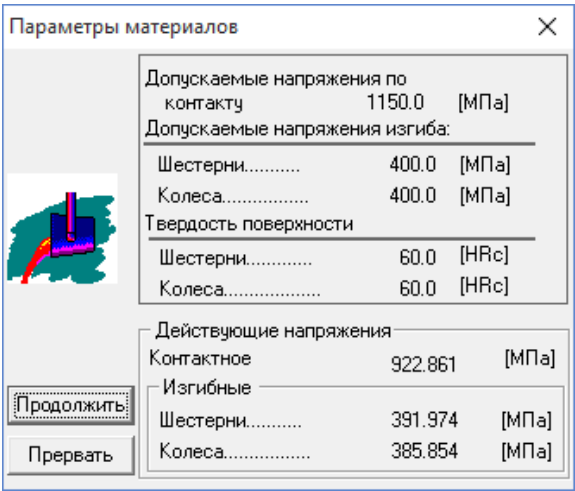


Рисунок 6 – Параметры материалов

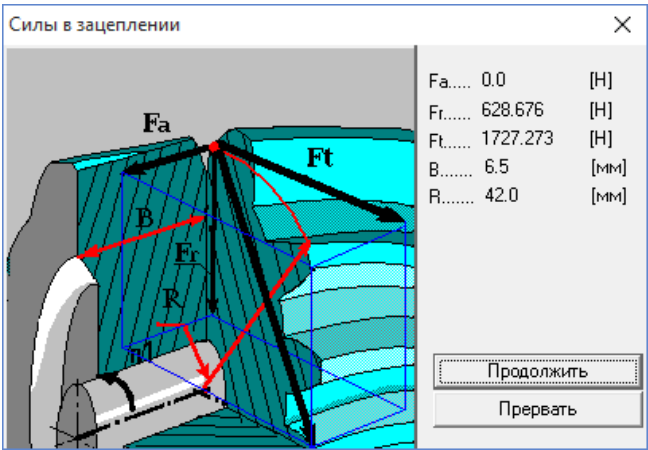


Рисунок 7 – Силы в зацеплении

3 Расчет шпинделя

Так как нам неизвестен момент инерции зубчатых колес, для определения произведем их моделирование. Воспользуемся программным продуктом *Компас 3D* (см. рисунок 8).

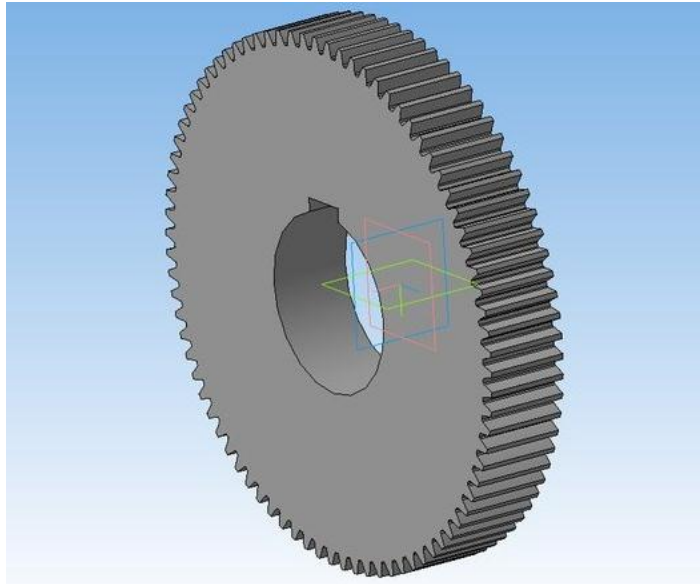


Рисунок 8 – Трехмерная модель зубчатого колеса

Момент инерции, посчитанный программой *Компас 3D*:

$$I = 0,009392 \text{ кг*м}^2.$$

Зная силы и моменты, возникающие в зацеплении, можно рассчитать шпиндель.

Для этого используем модуль *APM Shaft*, который имеет специализированный графический редактор для задания геометрии валов и осей. С помощью редактора задаем следующие параметры [2]:

- конструкцию шпинделя (необходимо начертить его в натуральную величину);
- действующие на шпиндель нагрузки (расположить силы которые действуют в зацеплении, а также силы, возникающие при резании);
- размещение опор, на которых установлен шпиндель (см. рисунок 9).

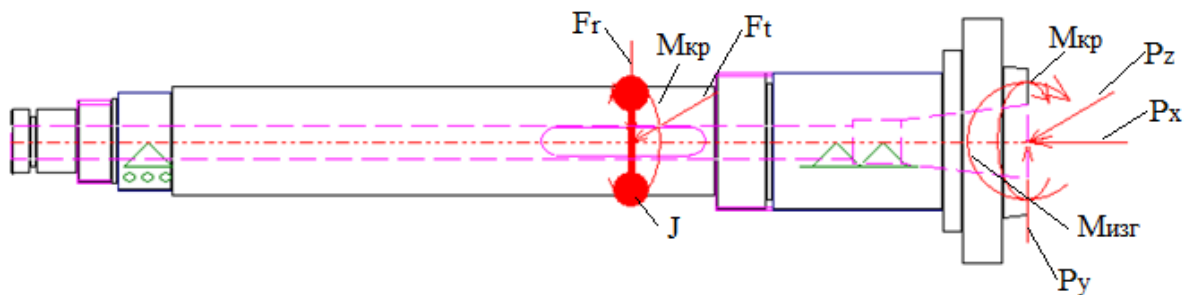


Рисунок 9 – Модель шпинделя токарного станка

Исходные данные для общего расчета вала приведены в таблицах 2–6.

Таблица 2

Радиальные силы

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Модуль, Н	Угол, град
F_{r-t}	338.00	1837.64	-109.98
P_{y-z}	554.00	2427.04	70.65

Таблица 3

Осевые силы

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Значение, Н
P_x	554.00	-721.00

Таблица 4

Моменты изгиба

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Модуль, Нхм	Угол, град
$M_{изг}$	554.00	36.00	0.00

Таблица 5

Моменты кручения

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Значение, Нхм
M_1	338.00	114.00
M_2	554.00	-114.00

Таблица 6

Моменты инерции

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Значение, кг х м ²
M_i	250.000	0.009

Результаты общего расчета вала представлены в таблице 7 и на рисунках 10 – 23.

Таблица 7

Реакции в опорах

N	Расстояние от левого конца вала, мм	Реакция верт., Н	Реакция гориз., Н	Реакция осевая, Н	Модуль, Н	Угол, град
1	75.00	54.97	146.23	0.00	156.22	20.60
2	450.00	3662.48	14360.75	0.00	14820.42	14.31
3	475.00	-3893.46	-15069.98	721.00	15564.81	-165.51

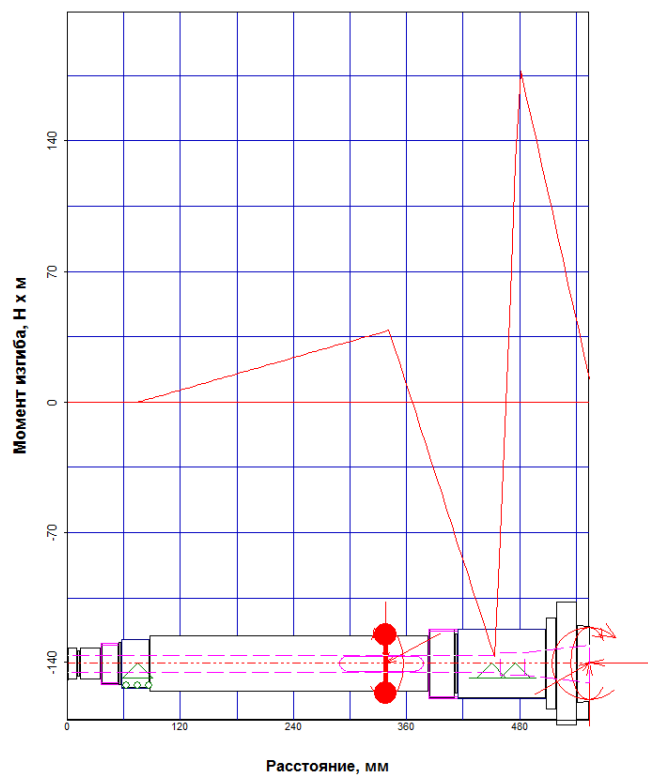


Рисунок 10 – Момент изгиба в вертикальной плоскости

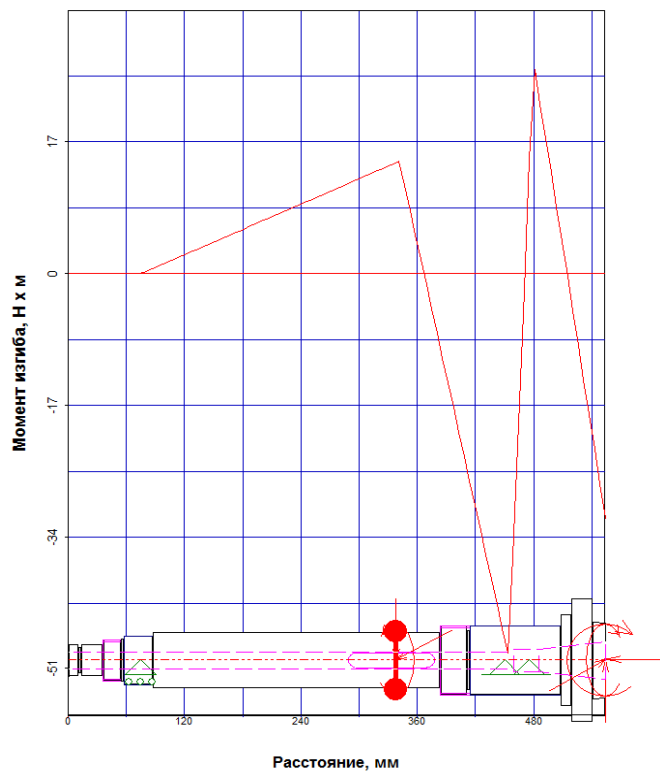


Рисунок 11 – Момент изгиба в горизонтальной плоскости

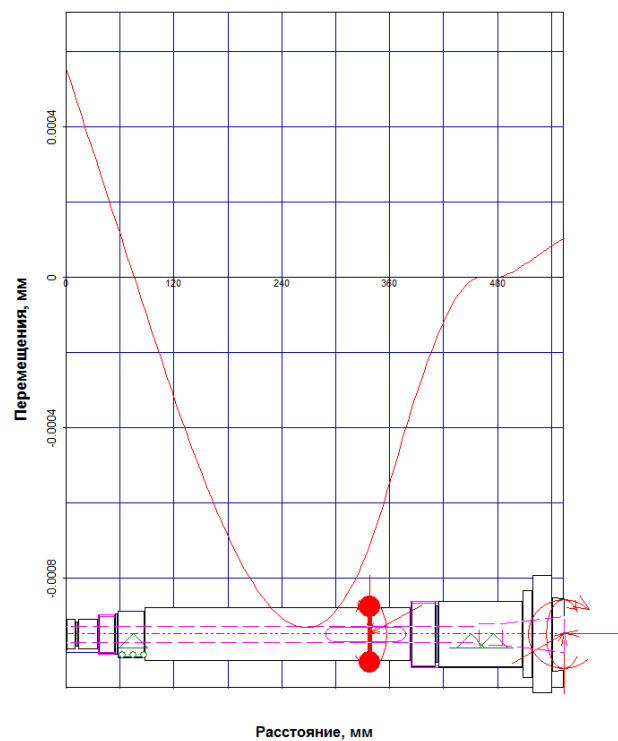


Рисунок 12 – Перемещения в вертикальной плоскости

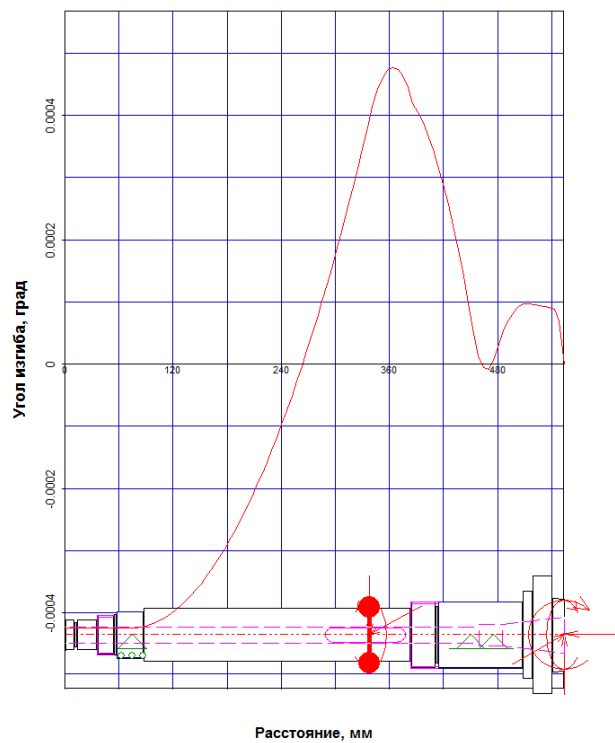


Рисунок 14 – Угол изгиба в вертикальной плоскости

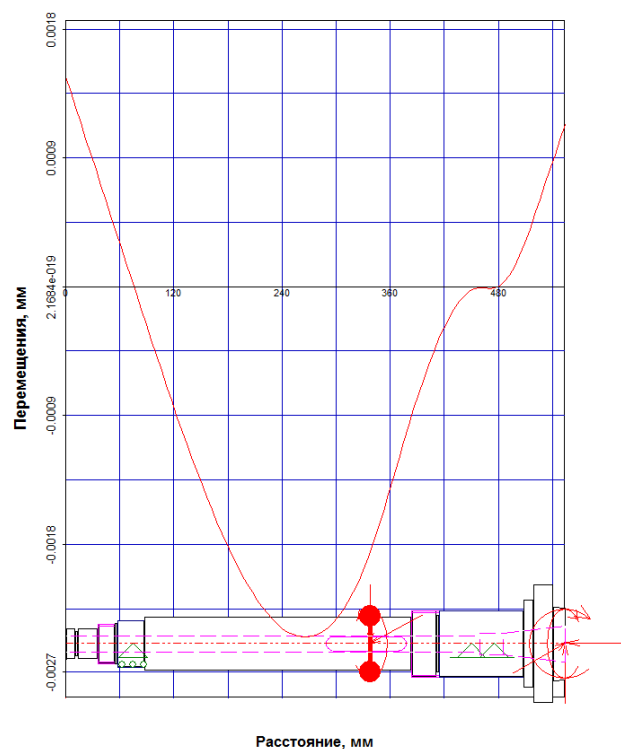


Рисунок 13 – Перемещения в горизонтальной плоскости

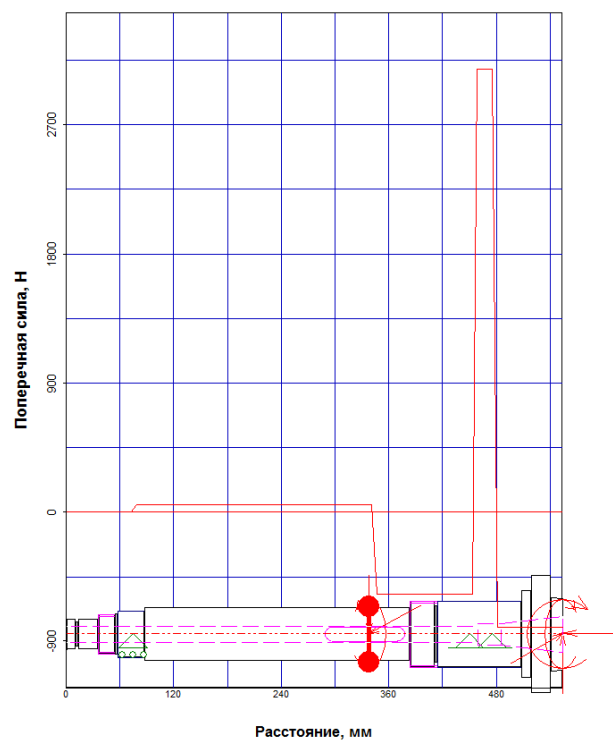


Рисунок 16 – Поперечные силы в вертикальной плоскости

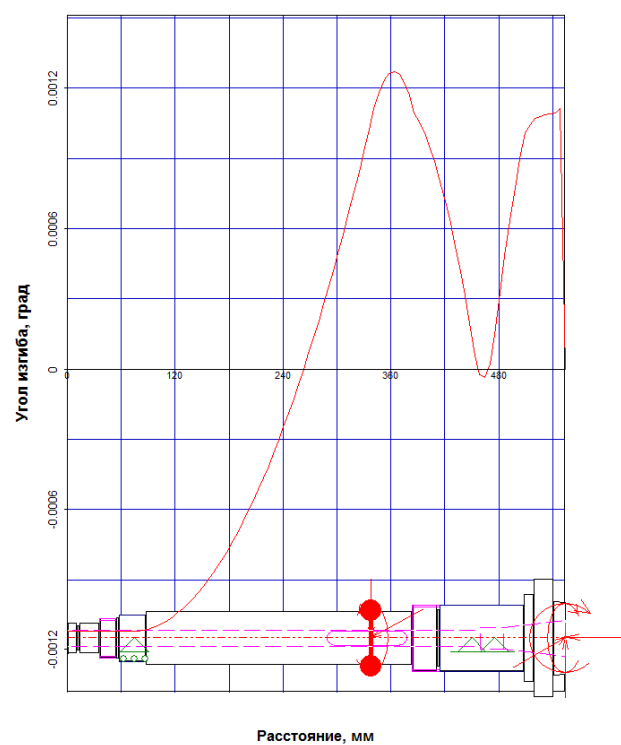


Рисунок 15 – Угол изгиба в горизонтальной плоскости

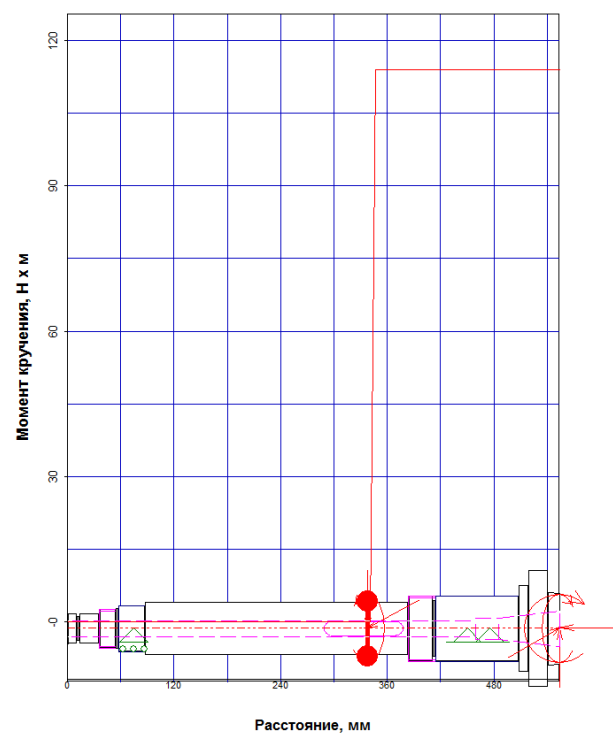


Рисунок 18 – Момент кручения

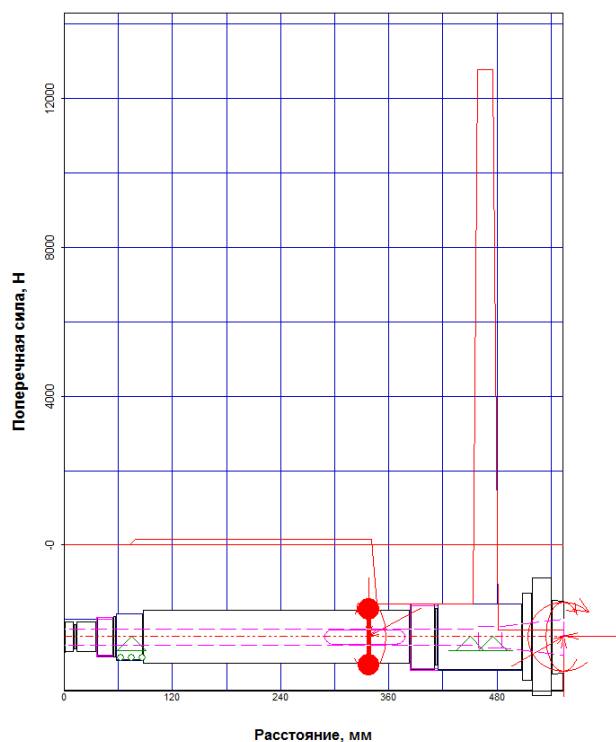


Рисунок 17 – Поперечные силы в горизонтальной плоскости

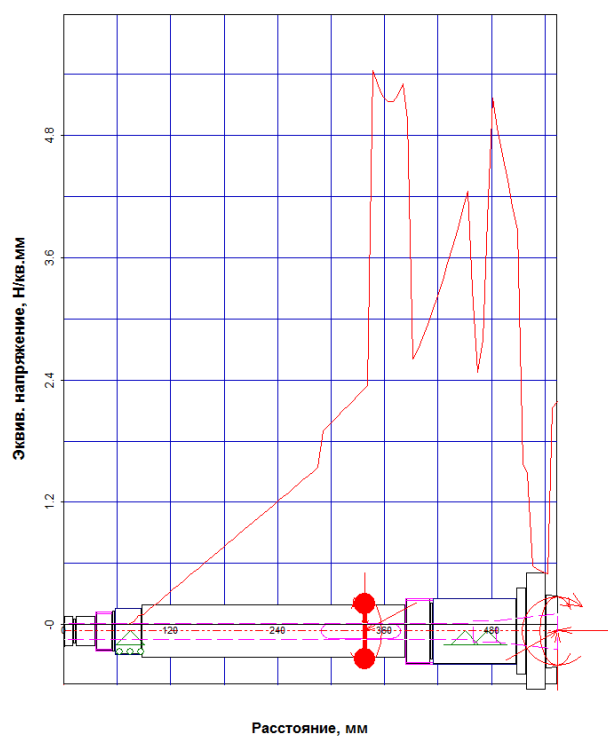


Рисунок 20 – Эквивалентное напряжение

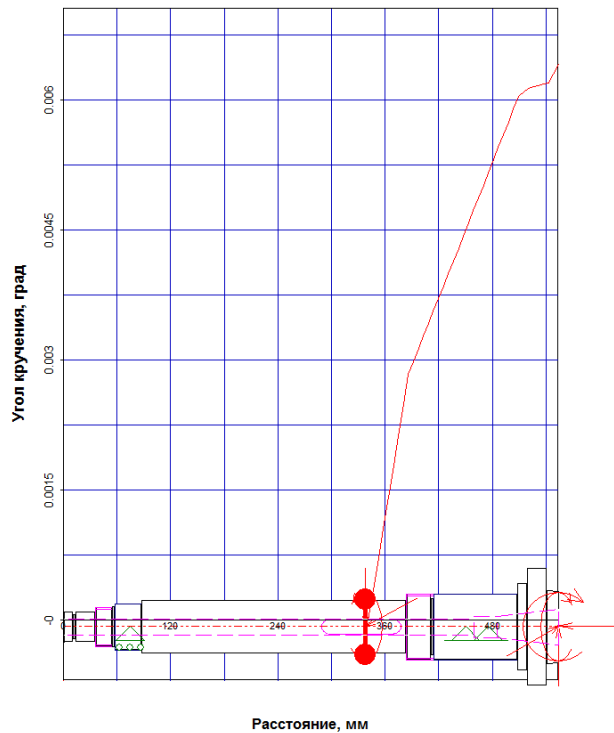


Рисунок 19 – Угол кручения

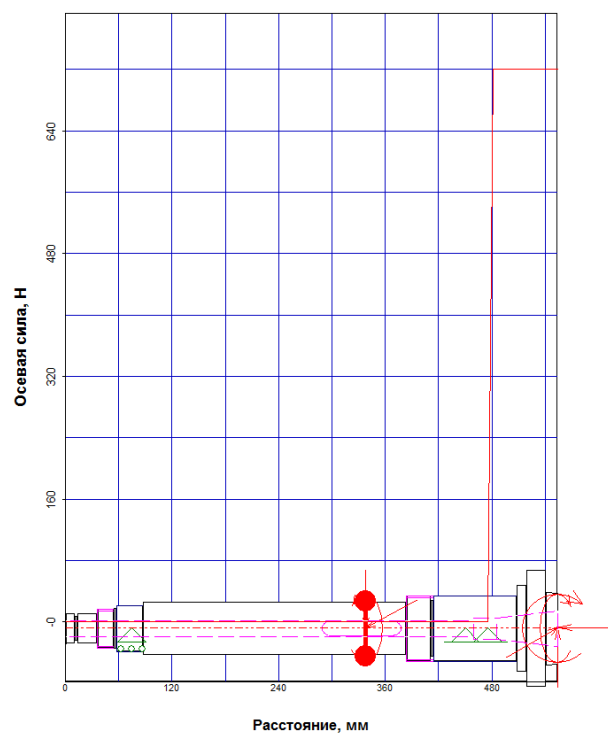


Рисунок 22 – Осевые силы

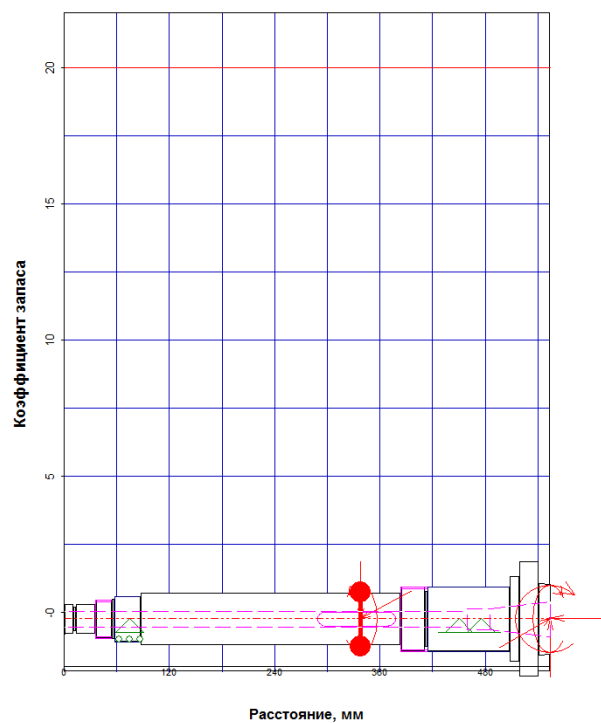


Рисунок 21 – Коэффициент запаса по усталостной прочности

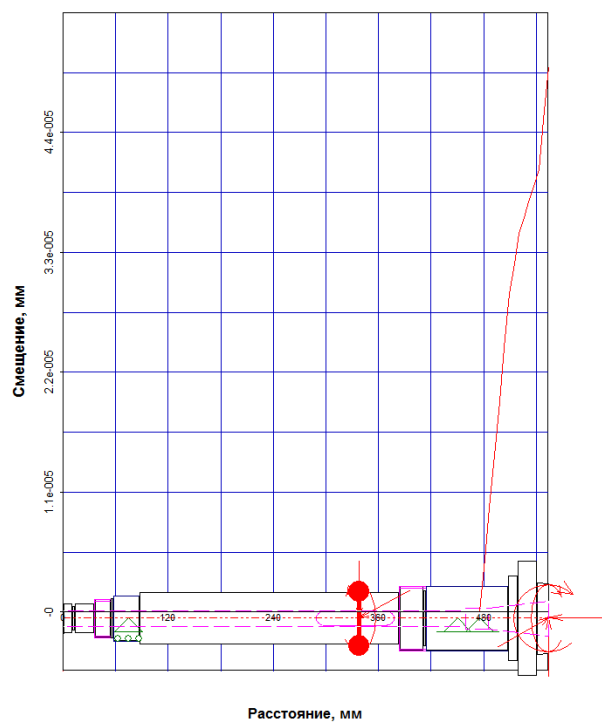


Рисунок 23 – Осевые перемещения

В таблицах 8 и 9 представлены результаты динамического расчета шпинделя.

Таблица 8

Собственные частоты

Изгибные колебания

N	Частота, рад/с	Частота, об/мин
1	9766,8783	93266,8176
2	28347,7508	270701,0799
3	35290,3577	336998,0922
4	46766,8078	446590,1180
5	67539,5747	644955,4301

Таблица 9

Крутильные колебания

N	Частота, рад/с	Частота, об/мин
1	12958,6476	123745,9692
2	19202,2730	183368,1999
3	52967,5744	505803,0774

Динамические характеристики шпинделя представлены на рисунках 24 – 31.

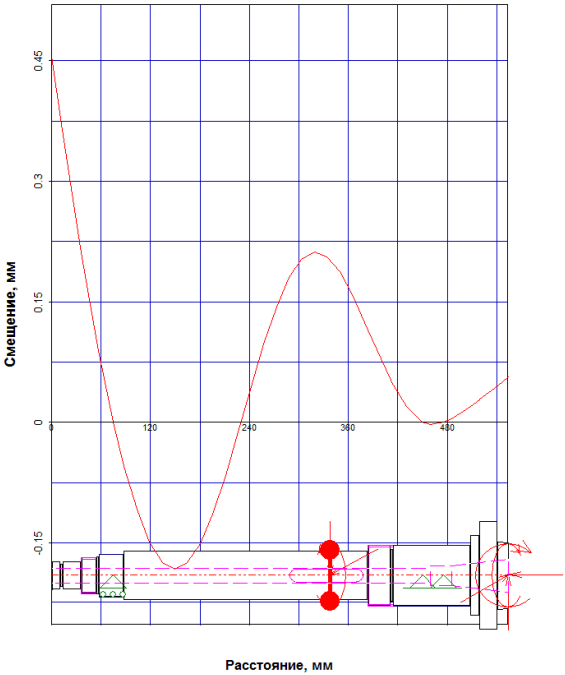
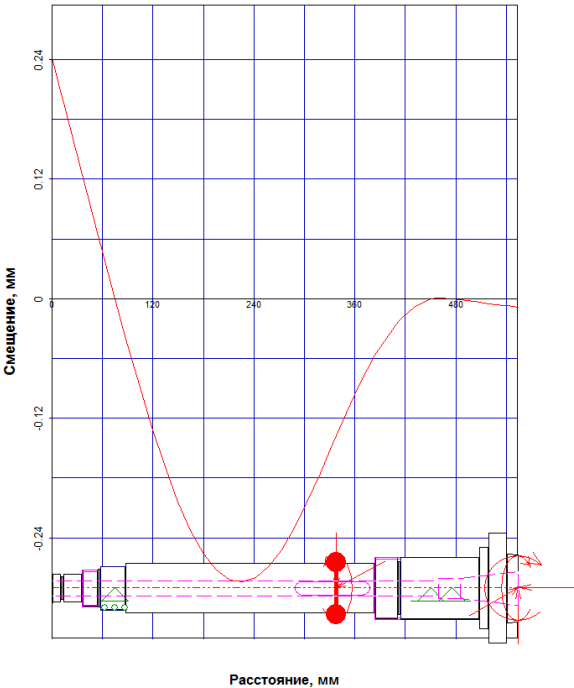


Рисунок 24 – Поперечные колебания (1 форма шпинделя)

Рисунок 25 – Поперечные колебания (2 форма шпинделя)

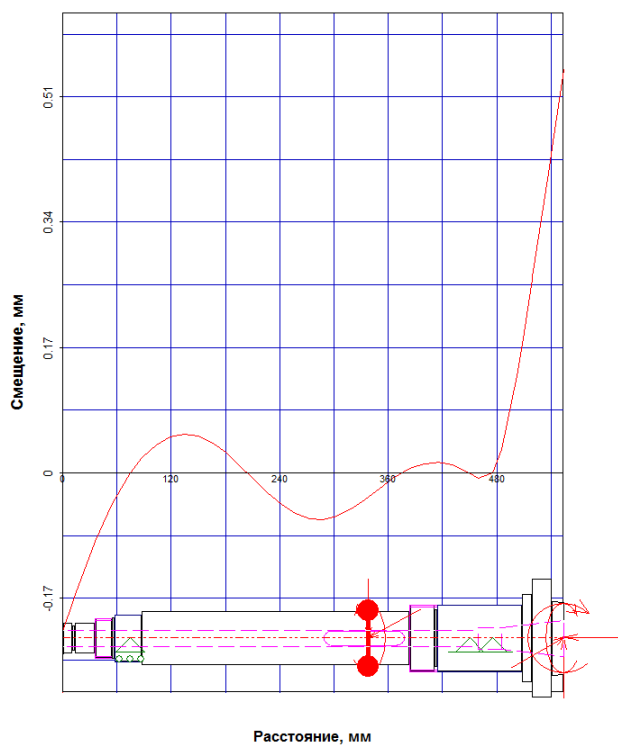


Рисунок 26 – Поперечные колебания (3 форма шпинделя)

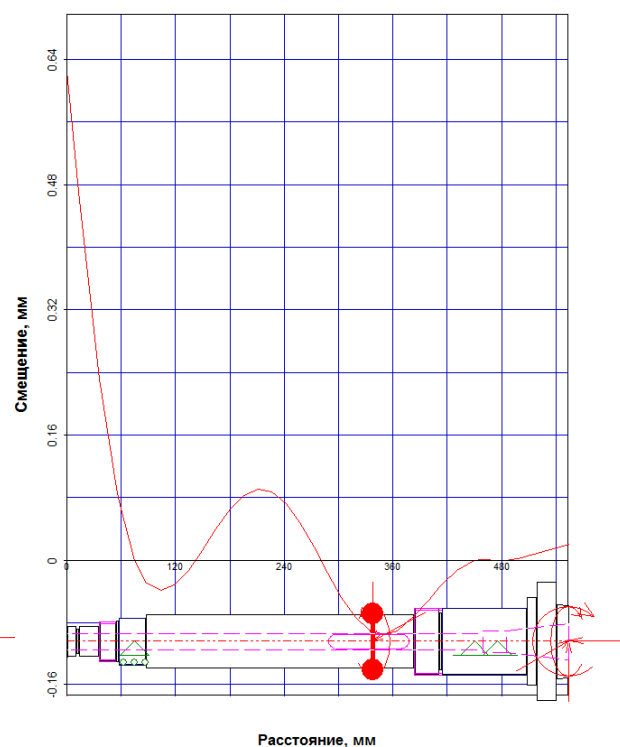


Рисунок 27 – Поперечные колебания (4 форма шпинделя)

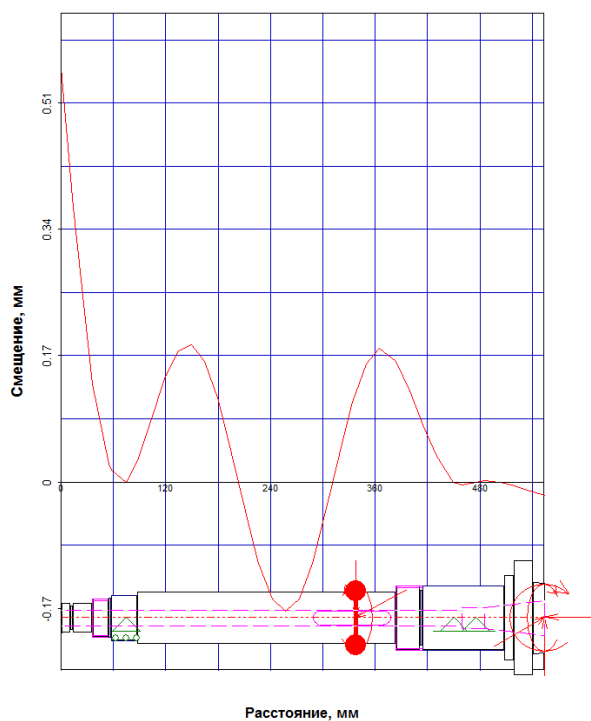


Рисунок 28 – Поперечные колебания (5 форма шпинделя)

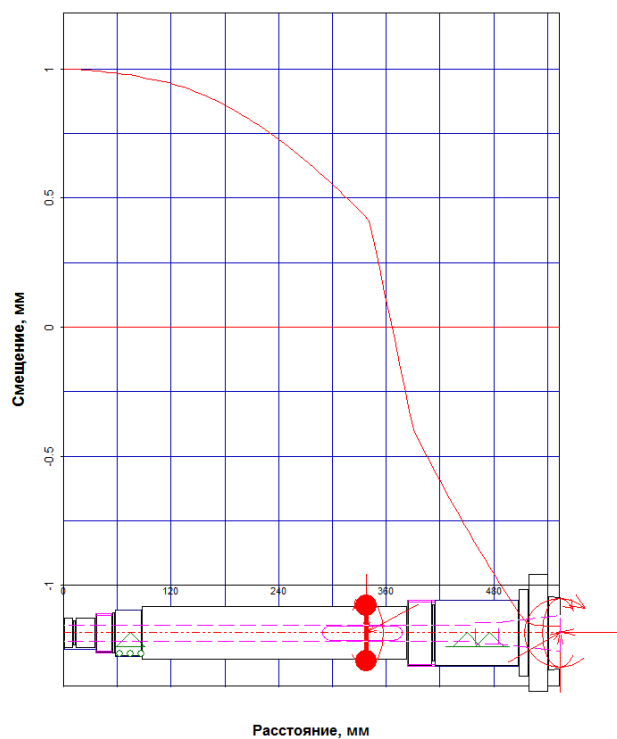


Рисунок 29 – Крутильные колебания (1 форма шпинделя)

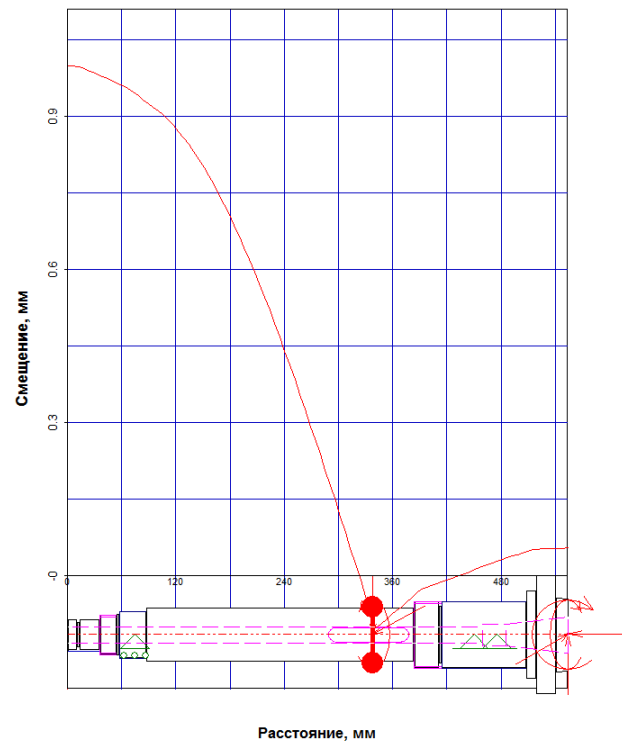


Рисунок 30 – Крутильные колебания (2 форма шпинделя)

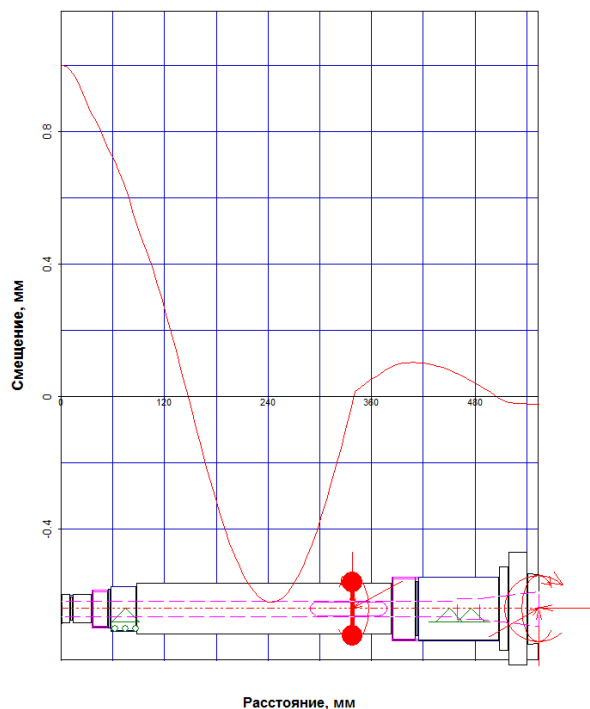


Рисунок 31 – Крутильные колебания (3 форма шпинделя)

Вывод

В данной работе были произведены расчеты составляющих сил резания, расчет зубчатых передач, определены статическая прочность и динамические характеристики шпинделя при помощи программного продукта *APM Win Machine*. Рассчитана величина коэффициента запаса прочности в различных сечениях шпинделя.

Был выполнен расчет шпинделя, в результате которого получены следующие данные: коэффициент запаса прочности – 20 ед., биение конца шпинделя - в горизонтальной плоскости 0,00135 мм; в вертикальной плоскости – 0,0004 мм, угол кручения - 0,006°.

Также был выполнен динамический расчет шпинделя и посчитаны частоты, на которых возникают резонансные колебания шпинделя.

Цель работы

Определить величину деформаций и коэффициент запаса прочности шпинделя токарного станка, используя программный продукт Ansys.

Задачи:

1. Построить 3D модель шпинделя в графическом редакторе;
2. Построить расчетную модель;
3. Определить запас прочности;
4. Определить полную деформацию.

3D модель шпинделя создаем в среде *SolidEdge*.

После запуска *Ansys Workbench*, добавляем в рабочую область проекта модуль *Static Structural*, который определяет набор параметров, необходимых для проведения статического анализа (см. рисунок 3).

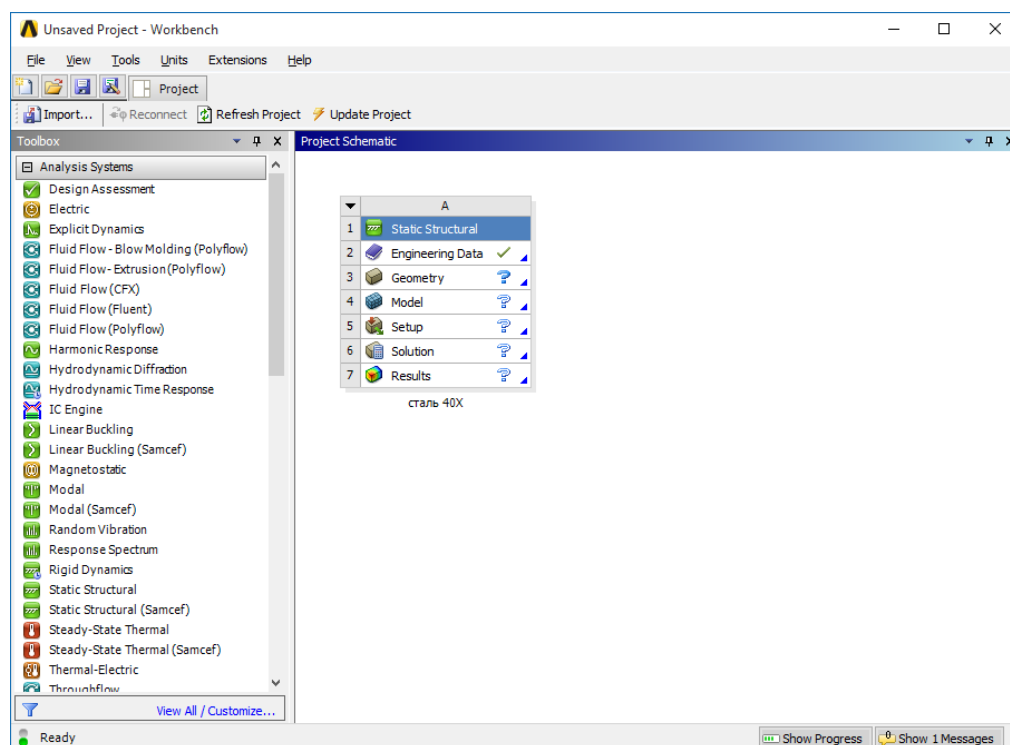


Рисунок 3 – Модуль Static Structural

Начинаем с подраздела «*Engineering Data*»

Указываем материал шпинделя, а также необходимые характеристики (см. рисунок 4).

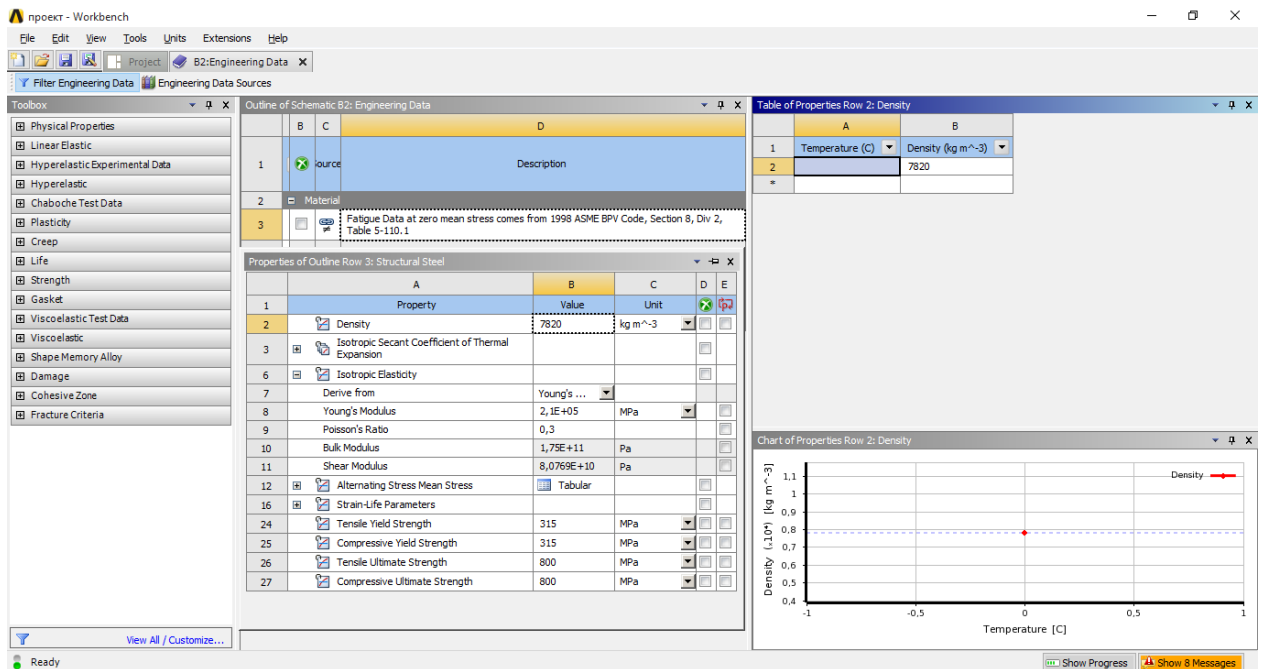


Рисунок 4 – Характеристики материала

Далее импортируем модель шпинделя в комплекс *Ansys* (см. рисунок 5).

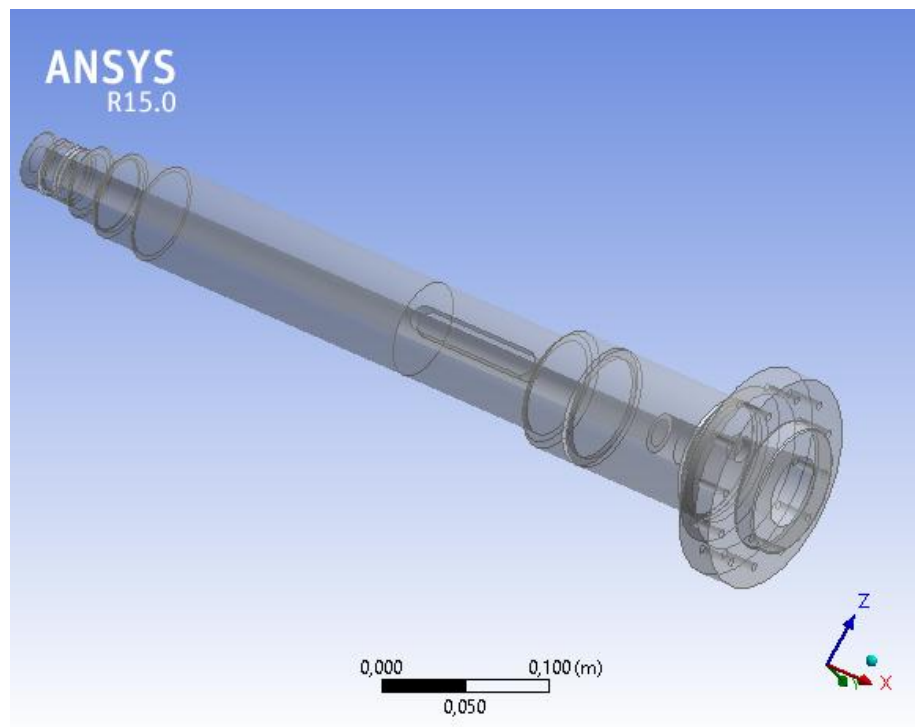


Рисунок 5 – 3D модель шпинделя

Далее, работаем с подразделом «*Model*»

Генерация конечно-элементной сетки

В разделе дерева математической модели «*Model*» осуществляем построение конечной элементарной сетки. Обозначаем предпочтительный метод разбиения сетки - HexDominantMethod (см. рисунок 6).

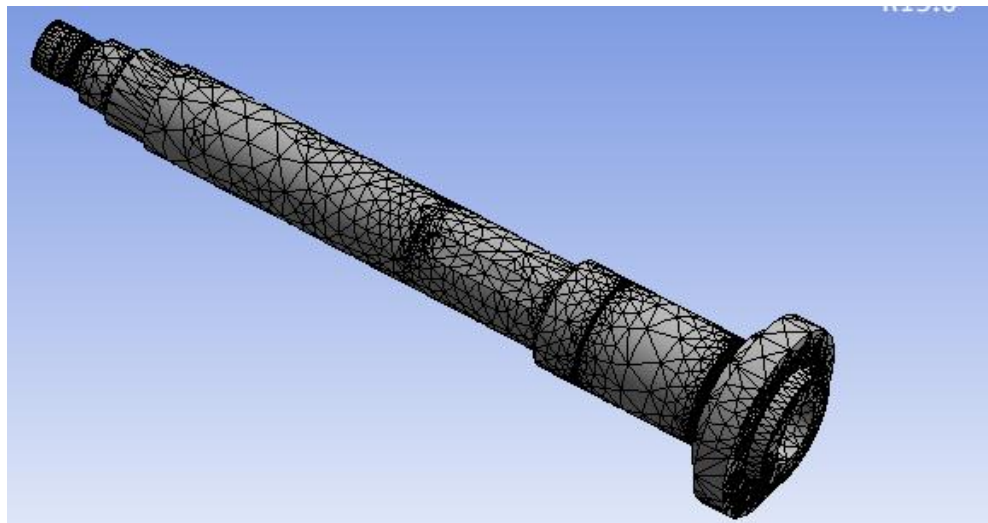


Рисунок 6 – Конечно-элементная сетка

Далее переходим в подраздел «*Static Structural*».

С помощью меню *Inertial* назначаем инерционные нагрузки: скорость вращения шпинделя.

Используя раздел *Supports* расставляем граничные условия, определяющие закрепление детали (подшипники, подвижные и неподвижные).

В разделе *Loads* задаем конструкционные нагрузки: силы и моменты.

С помощью команды *Moment* нагружаем деталь заданными моментами.

Командой *Force* нагружаем деталь действующими на нее силами.

Полностью нагрузив и закрепив шпиндель, мы имеем конечную модель, готовую для проведения расчетов (см. рисунок 7).

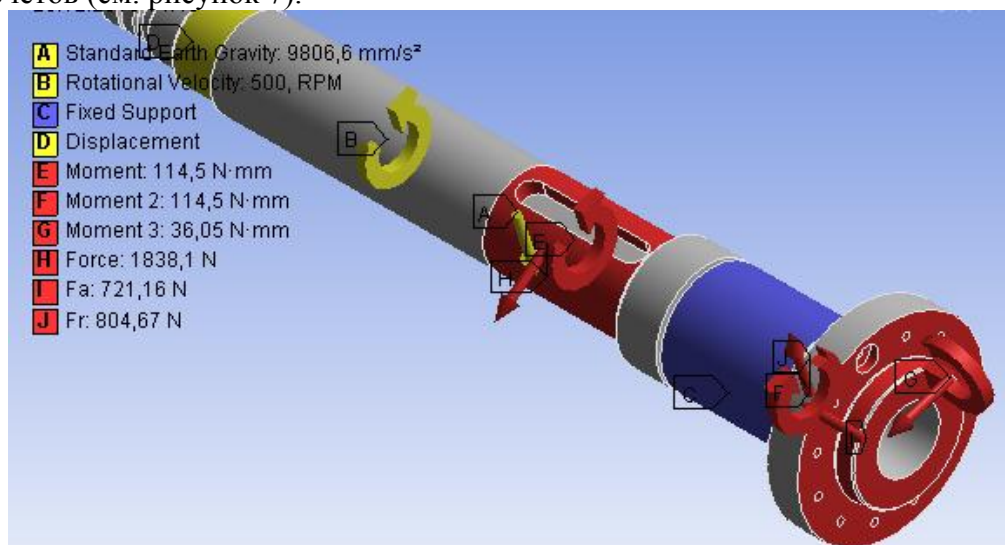


Рисунок 7 – Простановка сил и моментов, действующих на шпиндель

После того, как мы указали необходимые данные, можно произвести расчет. Определяем результат наших вычислений (*Total Deformation*, *Equivalent Stress*) в разделе «*Solution*», а также *Safety Factor* в разделе «*Stress Tool*» (см. рисунки 8-10).

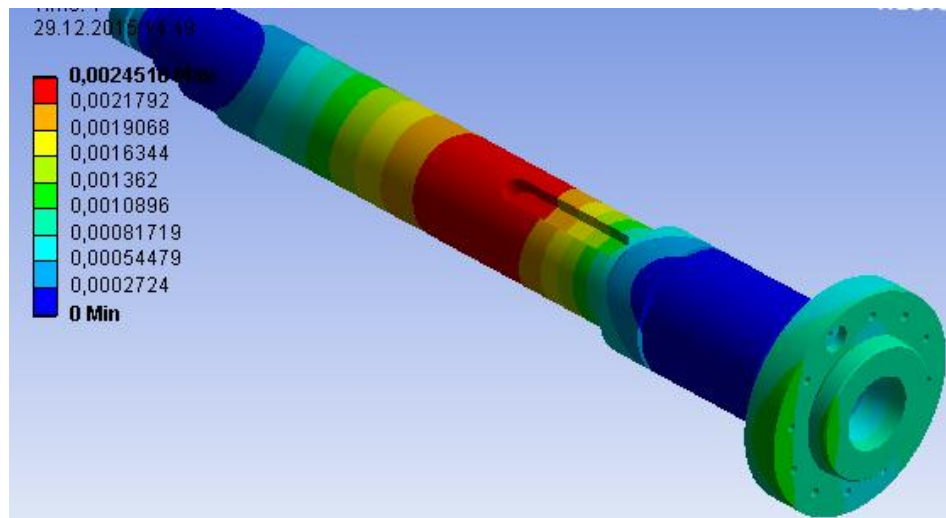


Рисунок 8 – Общие деформации шпинделя

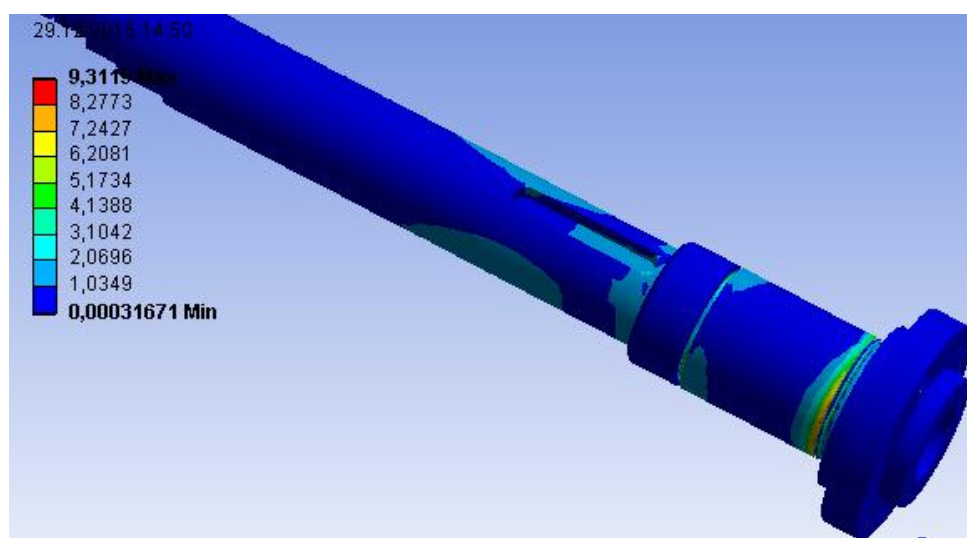


Рисунок 9 – Эквивалентные деформации шпинделя

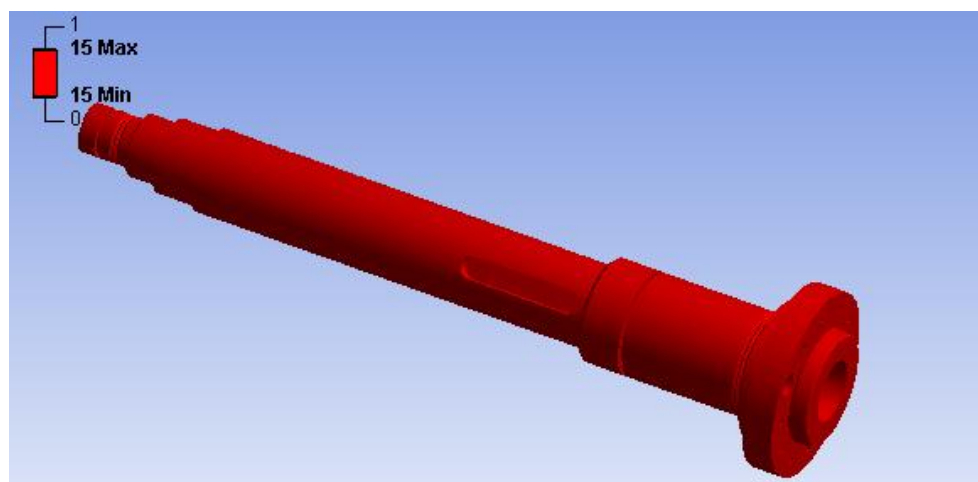


Рисунок 10 – Запас прочности шпинделя

После проведения расчетов необходимо определить отклонение зеркала шпинделя. Для этого производим замер наибольшего значения на зеркале шпинделя (см. рисунок 11).

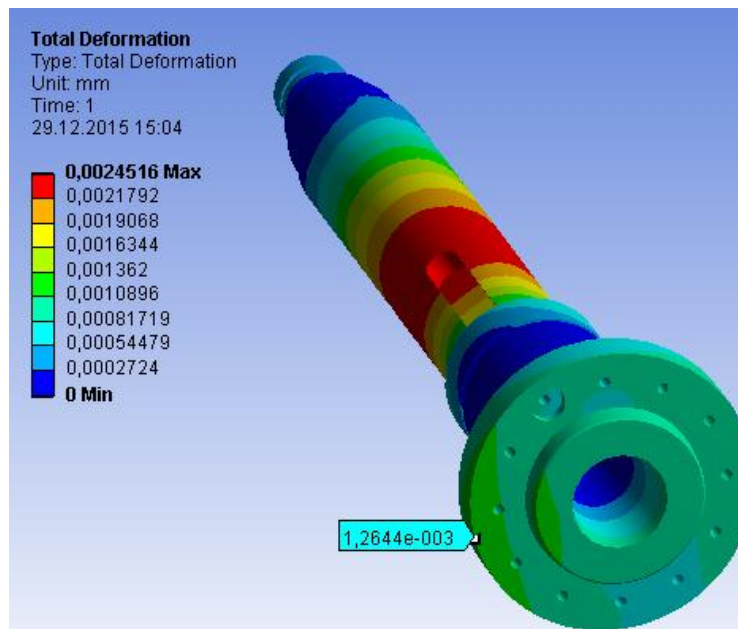


Рисунок 11 – Измерение максимального отклонения

Вывод

В данной работе был проведен расчет на определение общей деформации и коэффициента запаса прочности, с помощью программного продукта *Ansys*.

Исходя из расчетов делаем вывод, что данный шпиндель выдерживает нагрузки, возникающие в процессе резания и зубчатого зацепления, так как коэффициент запаса прочности равен 15.

Отклонение зеркала шпинделя составляет 0,0012644 мм.

Паспорт курсового проекта

по дисциплине «Проектирование специального технологического оборудования», 4 семестр

1. Методика оценки.

Тематика курсового проекта – разработка привода главного движения специального технологического оборудования.

Выполнение КП является одним из важнейших этапов конструкторской подготовки инженера. На нем систематизируются и углубляются знания, полученные ранее при изучении многих естественнонаучных, общетехнических и специальных дисциплин.

Основные цели этой работы, имеющей творческий характер, состоят в том, что она позволяет студенту в полной мере овладеть методикой проектирования нового и совершенствования действующего технологического оборудования с обеспечением требуемых показателей качества; развить умение производить сложные инженерные расчеты и закрепить навыки конструирования с эффективным привлечением средств ВТ, приобретенные при выполнении предшествующих КП, и повысить эрудицию в конкретной области машиностроения.

Выставление оценок за КП осуществляется на основе выполнения и защиты одного типового задания. Защита КП в соответствии с уровнем знаний: "удовлетворительно" – 30...36 баллов; "хорошо" – 37...43 баллов; "отлично" – 44...50 баллов.

2. Критерии оценки.

*Курсовой проект считается **не выполненным***, если студент не освоил теоретический материал и не смог обобщить теоретический и практический материал; оценка составляет менее 30 баллов.

*Курсовой проект считается состоявшимся на **пороговом уровне***, если студент освоил теоретический материал, но не смог обобщить теоретический и практический материал. Оценка составляет 30...36 баллов (удовлетворительно).

*Курсовой проект считается состоявшимся на **базовом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, допустил несколько ошибок в процессе ответа на вопросы и привёл не достаточно чёткую аргументацию своей точки зрения. Оценка составляет 37...43 балла (хорошо).

*Курсовой проект считается состоявшимся на **продвинутом уровне***, если студент смог обобщить практический и теоретический материал, привёл достаточно чёткую аргументацию своей точки зрения по всем разделам. Оценка составляет 44...50 баллов (отлично).

Учитывая, что курсовое проектирование также оценивается в дифференцированной форме, то для выставления итоговой оценки за проект в ведомость и в зачетную книжку студента в "буквенной" форме в соответствии с 15-уровневой шкалой ESTS, вводится переводной коэффициент, **равный 2**. Таким образом, итоговая оценка формируется путем умножения баллов, полученных по результатам выполнения и защиты проекта, на этот коэффициент.

3. Шкала оценки.

Если студент в семестре работал не систематически, в результате чего не набрал требуемое количество баллов, то ему выдается дополнительное задание, тематика и объем которого определяются преподавателем.

Если в результате сдачи зачета студент не набирает 10 баллов или с учетом сдачи зачета его суммарный рейтинг (оценка на зачете + оценка за выполнение практических работ + **ОЦЕНКА ЗА ВЫПОЛНЕНИЕ И ЗАЩИТУ КП**) не превышает 49 баллов, ему выставляется оценка "неудовлетворительно" (FX) с возможностью пересдачи.

При пересдаче зачета студент имеет возможность получить оценку не выше E ("удовлетворительно").

Итоговая оценка по дисциплине выставляется согласно таблице.

Таблица

98-100	93-97	90-92	87-89	83-86	80-82	77-79	73-76	70-72	67-69	63-66	60-62	50-59	25-49	0-24
A+	A	A-	B+	B	B-	C+	C	C-	D+	D	D-	E	FX	F
отлично				хорошо				удовлетворительно				неудовлетворительно		
зачтено												не зачтено		

В общей оценке по дисциплине баллы за проект учитываются в соответствии с правилами балльно-рейтинговой системы, приведенными в рабочей программе дисциплины.

Учитывая, что курсовое проектирование также оценивается в дифференцированной форме, то для выставления итоговой оценки за проект в ведомость и в зачетную книжку студента в "буквенной" форме в соответствии с 15-уровневой шкалой ESTS, вводится переводной коэффициент, **равный 2**. Таким образом, итоговая оценка формируется путем умножения баллов, полученных по результатам выполнения и защиты проекта, на этот коэффициент.

При систематической работе студента над проектом согласно вышеуказанному графику начисляется дополнительно 10 баллов.

Итоговая оценка за выполнение и защиту КП.

Таблица

98–100	93-97	90-92	87-89	83-86	80-82	77-79	73-76	70-72	67-69	63-66	60-62	50-59	25-49	0-24
A+	A	A-	B+	B	B-	C+	C	C-	D+	D	D-	E	FX	F
отлично				хорошо				удовлетворительно				неудовлетворительно		
зачтено												не зачтено		

4. Примерный перечень тем курсового проекта (работы).

Тематика курсового проекта – разработка привода главного движения металлообрабатывающих станков и технологических комплексов.

Выполнение КП является одним из важнейших этапов конструкторской подготовки инженера. На нем систематизируются и углубляются знания, полученные ранее при изучении многих естественнонаучных, общетехнических и специальных дисциплин.

Основные цели этой работы, имеющей творческий характер, состоят в том, что она позволит студенту в полной мере овладеть методикой проектирования нового и совершенствования существующего технологического оборудования с обеспечением требуемых показателей качества; развить умение производить сложные инженерные расчеты; закрепить навыки конструирования с эффективным привлечением средств ВТ, приобретенные при выполнении предшествующих КП, и повысить эрудицию в конкретной области машиностроения.

Опыт, полученный при работе над проектом, даст студенту возможность реально оценить свою способность к самостоятельному решению сложных практических задач и станет необходимым фундаментом для дальнейшего совершенствования по профилю избранной инженерной специальности. Объективным критерием уровня знаний является качество выполнения КП, умение аргументировано обосновывать и отстаивать принятые технические решения, сравнивать их с альтернативными вариантами.

На первом этапе осуществляется разработка общей концепции специализированного оборудования, предназначенного для обработки конкретной детали-представителя. На основе выбранных методов производится моделирование эксплуатационных характеристик, а затем обоснование технических характеристик.

Вариант задания формируется на основе цифрового трехразрядного кода, устанавливаемого руководителем курсового проектирования. В частности, при шифре 754 необходимо выписать данные седьмой колонки табл. 2 (или 5), а из табл. 3 (или 6) и табл. 4 (или 7) – соответственно пятого и четвертого столбцов.

Кратко прокомментируем принятые в заданиях условные обозначения.

Табл. 2 и 5 содержат информацию о типоразмере и классе точности станка, варианте компоновки привода главного движения, а также о значении одной из эксплуатационных характеристик последнего – эффективной (номинальной) мощности на шпинделе. Заданием предусмотрено проектирование унифицированного привода с главным вращательным движением рабочего органа для двух наиболее распространенных типов металлообрабатывающего оборудования: токарного – Т и фрезерного – Ф. Основным размерным параметром для токарных станков является максимальный диаметр обрабатываемой детали над станиной, а для фрезерных – ширина стола. С учетом функционального назначения и компоновки привода, которая определяет расположение направляющих элементов несущей системы металлорежущего оборудования или положение оси шпинделя в пространстве, универсальные токарные станки подразделяются на патронные – ТП и центровые – ТЦ. Соответственно для многоцелевых токарных станков с ЧПУ, а также фрезерного оборудования предусмотрено наклонное – ТН, вертикальное – ТВ и ВФ и горизонтальное – ГФ исполнение привода. В общем случае проектированию подлежат приводы станков трех классов точности: нормального – Н, повышенного – П и высокого – В.

Т а б л и ц а 2

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тип станка	ТП	ВФ	ТЦ	ГФ	ТП	ВФ	ТЦ	ГФ	ТП	ВФ
Основной параметр станка, мм	160	320	200	400	250	160	400	200	320	250
Эффективная мощность на шпинделе, кВт	1,8	6,0	2,4	8,8	3,2	2,4	6,0	3,2	4,6	4,2
Класс точности станка	В	П	П	Н	В	П	П	Н	Н	В

Т а б л и ц а 3

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальная частота вращения, 10^3 мин^{-1}	4,0	2,5	2,5	4,0	2,8	1,4	2,0	1,6	3,2	2,0
Общий диапазон регулирования скорости	16	25	12,5	14	45	11,2	22,4	10	20	31,5
Диапазон регулирования скорости $N=\text{const}$	5,6	16	5	10	22,4	4	11,2	6,3	8	12,5
Допустимая потеря скорости резания, %	30	40	20	40	50*	30	30	40	40*	20

Т а б л и ц а 4

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Система управления приводом	Д	Р	Д	Р	Д	Р	Д	Р	Р	Д
Технический ресурс привода, 10^3 ч	20	14	11,2	10	16	17,5	12	18	12,5	15
Режим нагружения привода $\bar{N}/N_{\text{ном}}$	Л	Т	С	Л	Т	С	С	Т	С	Л
Система смазывания привода	Ц	И	Ц	И	Ц	И	Ц	И	И	Ц

Т а б л и ц а 5

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Тип станка	ТН	ВФ	ТН	ГФ	ТВ	ВФ	ТВ	ГФ	ТН	ВФ
Основной параметр станка, мм	500	320	400	250	500	400	400	200	320	250
Эффективная мощность на шпинделе, кВт	14	8	3	12	6	16	10	4	6,8	5
Класс точности станка	П	В	В	П	В	П	П	В	В	П

Т а б л и ц а 6

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Максимальная частота вращения, 10^3 мин^{-1}	5,0	2,8	4,5	3,2	2,0	5,6	2,5	6,0	4,0	3,6
Общий диапазон регулирования скорости	110	65	80	100	85	90	75	60	120	70
Диапазон регулирования скорости $N=\text{const}$	40	12,5	24	28	20	32	10	8	36	16
Вид электропривода	П	А	А	П	А	П	П	А	А	П

Т а б л и ц а 7

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Система управления приводом	Г	Э	Э	Г	Э	Г	Э	Г	Г	Э
Технический ресурс привода, 10^3 ч	20	14	11,2	10	16	17,5	12	18	12,5	15
Режим нагружения привода $\bar{N}/N_{\text{ном}}$	Л	Т	С	Л	Т	С	С	Т	С	Л

Оставшиеся таблицы включают сведения о скоростных возможностях, режиме работы привода и особенностях конструктивного исполнения его отдельных систем.

Общий диапазон регулирования отражает отношение максимальной частоты вращения шпинделя к минимальной. Диапазон регулирования с постоянной мощностью позволяет найти значение так называемой расчетной частоты вращения привода. Допустимая потеря скорости резания предопределяет величину знаменателя ϕ геометрического ряда частот вращения привода с дискретным регулированием, причем значение потери скорости, отмеченное звездочкой, присуще большему ϕ (структура привода с двумя знаменателями ряда). Для станков с плавным регулированием его величина, как известно, равна нулю. Поэтому для станков с ЧПУ вместо этого параметра в качестве исходного данного введено другое требование: вид электропривода (табл. 5). В этих станках бесступенчатое изменение частоты вращения шпинделя можно обеспечить путем применения электродвигателя либо постоянного тока – П, либо асинхронного с частотным регулированием – А.

Приводам станков общего назначения присущи два типа систем управления: ручной – Р и дистанционный – Д. Последняя, как и в станках с ЧПУ, конструктивно может быть

выполнена на базе электрической – Э или гидравлической – Г энергий. Режим нагружения (легкий – Л, средний – С, тяжелый – Т) отражает отношение средней мощности, реализуемой в процессе эксплуатации станка, к номинальной мощности привода. Станки с универсальным характером выполняемых технологических операций оснащаются (табл. 3) двумя типами систем смазывания привода: индивидуальной – И или централизованной – Ц. Все другие решения, выходящие за рамки технического задания, принимаются студентами самостоятельно, но наиболее принципиальные вопросы необходимо в обязательном порядке согласовать с руководителем курсового проектирования.

Анализ конструкций приводов станков-аналогов

Напоминаем, что после ознакомления с комплексом требований технического задания именно с этого вопроса начинается работа над курсовым проектом **по типовой тематике**, т.е. с изучения и анализа принципа действия и конструкции привода главного движения известных на настоящий момент станков аналогичного по функциональному назначению (или прототипа). Кроме рекомендуемой литературы, желательно использовать обзоры международных станкостроительных выставок, проспекты фирм, каталоги и другие материалы.

При анализе акцентируют внимание не только на общих, схемных решениях, но и на более конкретных, определяющих специфику конструктивного исполнения изделия. В частности, следует непременно рассмотреть вопросы компоновки как оборудования, так и самого привода, а также его структуру и кинематику. Иначе говоря, анализу подвергают положение узла в станке и его координатных осей в пространстве; способ соединения корпуса коробки скоростей с элементами несущей системы; состав привода; размещение электродвигателя относительно входного вала; системы смазывания зубчатых передач, муфт, опор валов и шпинделя, а также способы настройки частоты вращения, реверса и останова последнего. Изучая конструкции элементов и механизмов приводов, выявляют применяемые в них оригинальные и типовые технические решения.

В результате комплексного анализа исходных данных к проекту и различных вариантов альтернативных решений, их сравнительной оценки с учетом конструктивных особенностей разрабатываемого и существующих узлов формируется общая концепция привода с наиболее рациональным вариантом структуры. Принятые решения в обязательном порядке следует подкреплять необходимыми схемами и рисунками.

Кинематический расчет

Цель расчета – разработка структуры привода главного движения (ПГД), распределение передаточных отношений между кинематическими группами и их оптимизация с последующим подбором числа зубьев колес и шестерен всех передач и диаметральных размеров шкивов. Завершается расчет построением наиболее рационального варианта картины частот вращения и кинематической схемы привода.

Для студентов при решении этого вопроса в качестве исходной служит информация, полученная ранее на этапах синтеза СКС станка (способ регулирования скорости главного движения) и предварительной компоновки привода, а также при обосновании ТХ (предельные значения частоты вращения шпинделя и максимальное значение эффективной мощности резания). *Для студентов, разрабатывающих привод по типовой тематике*, комплекс исходных данных, приведенных в техническом задании, несколько иной. Поэтому на начальном этапе выполнения кинематического расчета возникают некоторые нюансы.

Однако в любом случае прежде всего необходимо определить следующие недостающие исходные данные:

- 1) вычисляют *мощность привода* N_{Π} по формуле

$$N_{\Pi} = \frac{N}{\eta}, \quad (1)$$

где N – эффективная (номинальная) мощность резания, кВт; \square – коэффициент полезного действия (КПД) механической части, который на стадии разработки технического предложения в зависимости от предполагаемой конструктивной сложности привода принимают равным 0,75 ... 0,85.

2) *диапазон регулирования привода* D_{Π} связан с максимальной – n_{\max} и минимальной – n_{\min} частотами вращения шпинделя выражением

$$D_{\Pi} = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}. \quad (2)$$

В зависимости от наличия в исходных данных значений тех или иных характеристик привода по этой формуле и находят искомую характеристику.

Далее кинематический расчет обладает спецификой, свойственной принятому способу регулирования скорости исполнительного органа.

При **ступенчатом (дискретном) регулировании** целесообразно придерживаться такой последовательности:

1. Определяют *число ступеней скорости Z привода*

$$Z = \frac{\lg D_{\Pi}}{\lg \varphi} + 1, \quad (3)$$

где *знаменатель геометрического ряда частот вращения.*

В соответствии с положениями ГОСТ 8032-84 и рекомендациями нормали станкостроения Н11-1 наиболее предпочтительными значениями знаменателя для ПГД являются 1,26; 1,41 или 1,58 [18]. В проектах по типовой тематике для станков с ручным и дистанционным управлением требуемое значение знаменателя ряда выражено в неявном виде – через допустимую потерю скорости резания δV (табл. 11).

Т а б л и ц а 11

$\delta V, \%$	10	20	30	40	50
\square	1,12	1,26	1,41	1,58	2,0

2. После анализа возможных вариантов принимают наиболее приемлемый *тип кинематической структуры* (нормальная множительная, с совпадением части ступеней скорости, с многоскоростным электродвигателем, сложенная, с двумя значениями \square или их комбинация), записывая ее в виде соответствующей *структурной формулы*. Причем последняя должна быть полной, развернутой, т.е. содержать все зубчатые и ременные передачи, включая одиночные. Данный этап расчета является весьма ответственным, ибо здесь приходится одновременно учитывать целый комплекс разнообразных факторов: $Z, \square, \square \square D_{\Pi}$, характер распределения n по графику ее результирующей функции, потребность в реверсировании исполнительного органа (зависит от особенностей технологических операций, выполняемых на станке), класс точности оборудования (отражается, например, на необходимости гашения вибраций при передаче вращения на шпиндель), компоновка привода и т.д.

При поиске оптимального решения целесообразно руководствоваться следующими рекомендациями:

- уменьшение габаритов и массы привода достигается за счет смещения групп с большим числом передач к входному валу, увеличения редукции в группах по мере их приближения к шпинделю, совпадения конструктивного и кинематического вариантов;
- применение многоскоростных электродвигателей существенно упрощает механическую часть привода;
- осевые размеры коробки скоростей можно уменьшить применением связанных колес, установкой одиночных передач между отдельными кинематическими группами, разделением тройных и четвертных блоков на части;

- энергетические потери заметно снижаются при использовании сложенных структур;
- улучшение качественных характеристик шпиндельного узла (жесткость, виброустойчивость, теплостойкость) обеспечивается при минимальном количестве зубчатых передач в конструктивно последней группе, а повышение плавности его работы – при использовании в этой роли ременной передачи;
- реверс и торможение электродвигателем ухудшают динамические характеристики привода и другое.

3. С учетом выявленных \square и Z из \square ряда предпочтительных чисел (приложение 4) выписываются стандартные значения частот вращения шпинделя от n_{\max} до n_{\min} . При этом возможна корректировка ранее вычисленного D_{Π} .

4. На базе принятой структурной формулы привода определяют их характеристики. Каждая из них, как известно, численно равна количеству ступеней скорости, полученных за счет переключения предшествующих групп.

5. Приступают к построению картины частот вращения привода, типовой фрагмент который показан на рис. 5. Она позволяет наглядно представлять последствия принимаемых решений и очень удобна для определения передаточных отношений i (отношение частот вращения ведомого элемента к ведущему) всех передач, поскольку при графоаналитическом методе их величина подчиняется зависимости

$$i_j = \Phi^{\pm m_j}, \quad (4)$$

где m_j – количество интервалов сетки картины, перекрываемых лучом j -й передачи, причем знак "+" отражает повышающую (мультипликация), а "-" – понижающую (редукция).

Задавая угол наклона лучей и искусственно перераспределяя количество интервалов сетки между одиночными и групповыми передачами, конструктор тем самым фиксирует не только передаточные отношения отдельных передач, но и характер их изменения для привода в целом. Очевидно, что эта процедура является многовариантной.

В то же время при построении картины учитываются известные ограничения, накладываемые на передаточные отношения зубчатых и ременных передач. Так, для прямозубых колес $0,25 \leq i_j \leq 2,0$. Тогда количество интервалов, занимаемых лучами понижающих и повышающих передач, не должно превышать предельных значений, указанных в табл. 12.

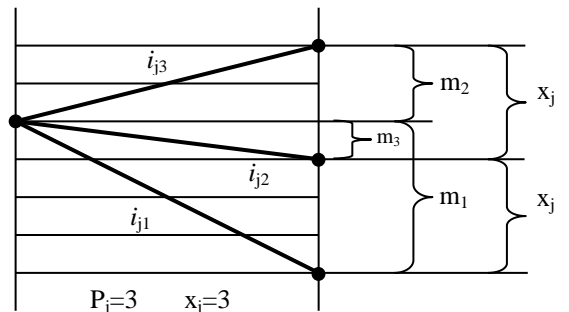


Рис. 5. Графическое изображение передач на картине частот вращения

Количество интервалов передачи	Знаменатель геометрического ряда \square				
	1,12	1,26	1,41	1,58	2,0
Понижающей	12	6	4	3	2
Повышающей	6	3	2	1,5	1

Ограничения для ременных передач различного типа и рекомендуемые параметры стандартных шкивов приведены в литературе [2, 4], но нужно помнить, что их максимальный диаметр, по крайней мере, не должен выходить за пределы габаритов привода.

Получение реальной картины без наличия конкретного источника движения, конечно же, невозможно. Однако сейчас осуществить его выбор довольно

затруднительно, да и нежелательно. И вот почему. По данным каталогов на электрооборудование или другой справочной литературы, например [15], можно предварительно установить *тип* одно- или многоскоростного асинхронного электродвигателя последних модификаций пока только по такой технической характеристике, как мощность N_D . Причем по условию, которое не вызывает сомнений: $N_D \geq N_{II}$. Что же касается выбора значения другой важной характеристики двигателя: *частоты вращения ротора (вала)*, то этот вопрос требует дополнительной проработки.

Дело в том, что технико-экономические показатели привода в значительной мере

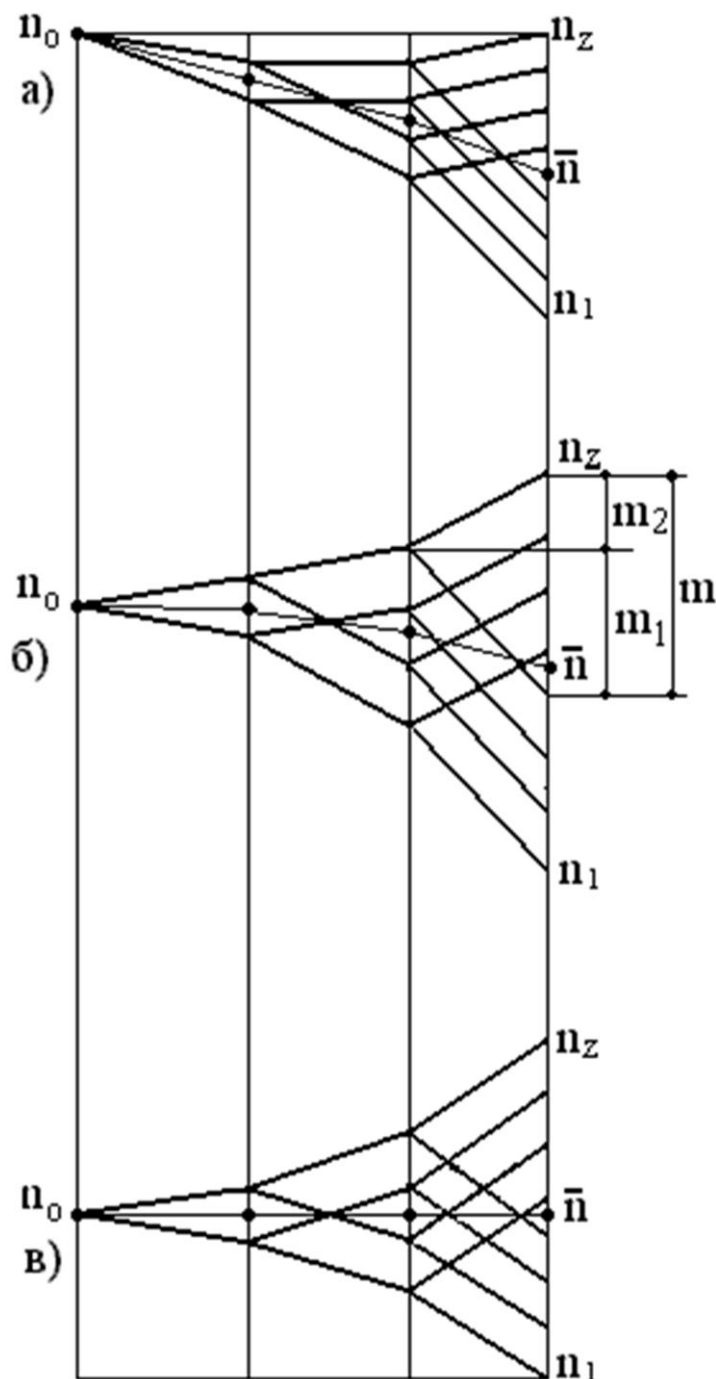


Рис. 6. Вариации картины частот вращения

зависят от соотношения частот вращения входного вала и шпинделя (рис. 6). В целом повышение частоты вращения электродвигателя приводит к увеличению его КПД и $\cos \varphi$ уменьшению габаритов и массы. Вместе с тем рост частоты вращения промежуточных валов механической части вследствие интенсификации процессов трения негативно отражается на энергетических потерях и долговечности (в том числе и за счет роста количества циклов нагружения) привода, а также уровне шума (эксперименты показывают: увеличение окружной скорости вращения зубчатых колес в два раза при прочих равных условиях сопровождается ростом уровня шума примерно на 7 децибел, что ощущается как почти двукратное его усиление). Кроме того, в этом случае минимальные передаточные отношения приближаются к своим предельно допустимым значениям, что приводит к возникновению известных проблем при конструктивном оформлении привода.

Обеспечение требуемого комплекса показателей качества механической части привода на стадии кинематического расчета достигается путем оптимизации передаточных отношений групп передач. В общем случае последние выбирают таким

образом, чтобы линия $n_0 n$, соединяющая середины интервалов частот вращения на выходе групп, была близка к прямой.

Наиболее применяемый на практике вариант картины при условии сопоставимости

частоты вращения электродвигателя и максимальной частоты вращения шпинделя показан на рис. 6, а.

Оптимальным соотношением редукции к мультипликации обладает структура, изображенная на рис. 6, б. Она получается тогда, когда понижающие передачи перекрывают две трети диапазона каждой кинематической группы ($m_1 = 2/3m$), а повышающие соответственно оставшуюся треть – $m_2 = 1/3m$. Такой вариант улучшает условия зацепления зубьев шестерен, обеспечивая довольно низкий уровень шума и вибраций. Для него также характерно, пусть и монотонное, но все же нарастание максимальной частоты вращения валов.

Картина с симметричным расположением передач в группе (рис. 6, в) свойственна приводу с максимальной степенью унификации зубчатых колес. При одинаковом модуле в трех рассматриваемых вариантах данный обладает наименьшими радиальными габаритами. В то же время очевидно, что здесь все передачи "загоняются" в область низких частот и соответственно больших крутящих моментов со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Таким образом, в результате сравнительного анализа и оценки альтернативных вариантов картин частот вращения привода на основе изложенных соображений, отдавая приоритет тому или другому технико-экономическому показателю, либо пытаясь совместить требования по ряду критериев, и устанавливают наиболее рациональное значение второй характеристики электродвигателя: *асинхронной* частоты вращения n_d .

Методика кинематического расчета при **плавном (бесступенчатом) регулировании** скорости выглядит несколько иначе:

1. В первую очередь на основе имеющейся на данный момент исходной информации осуществляют мотивированный выбор *способа регулирования скорости* рабочего органа привода и *типа устройства для его реализации*. Этот вопрос является чрезвычайно важным и принципиальным для студентов с конструкторской специализацией, поскольку качество его решения во многом предопределяет не только конструктивное исполнение привода, но и технологические возможности оборудования в целом.

Как известно, в ПГД металлорежущих станков используются два способа: *механический* и *электрический*. Первый осуществляется при помощи *фрикционных вариаторов* в паре с нерегулируемым асинхронным электродвигателем, а второй – *двигателями постоянного тока* или *асинхронными с частотным регулированием*. Каждый из них имеет достоинства и недостатки, а, следовательно, и сферу применения.

Среди основных технических характеристик вариаторов и двигателей наибольший интерес представляют две: мощность N_d и диапазон бесступенчатого регулирования скорости при условии обеспечения ее постоянства D_{BN} .

Фрикционные вариаторы поддерживают стабильность мощности, хотя и на довольно низком уровне, во всем рабочем диапазоне, но обладают вследствие скольжения при перегрузках жесткой механической характеристикой, а также узким диапазоном регулирования $D_B = D_{BN}$, величина которого обычно не выходит за пределы значений 4...6. В настоящее время эти устройства достаточно редко используют в ПГД станков малого и среднего типоразмера.

В электродвигателях постоянного тока и асинхронных обычно применяется так называемое двухзонное регулирование скорости: от нуля до номинальной частоты $n_{дном}$ вращение вала осуществляется с передачей постоянного крутящего момента (диапазон $D_{дм}$), а далее – до максимальной частоты $n_{дmax}$ – с обеспечением постоянства мощности (диапазон $D_{дн} = D_{BN}$). Двигатели способны развивать большую мощность, однако характер ее изменения, предельные значения $D_{дн}$ и $D_{дм}$ существенным образом зависят как от их типа, так и режима работы. Они нашли наибольшее распространение в приводах станков с ЧПУ.

Типовой вид зависимости мощности от частоты вращения (так называемая нагрузочная или механическая характеристика) на разных режимах работы асинхронного

двигателя приведен на рис. 7. Здесь необходимо обратить внимание на следующие обстоятельства. У этого типа двигателей на практике чаще всего используются два основных режима функционирования: непрерывный, т.е. без пауз (кривая 1), и повторно-кратко-временный – с периодическим отключением разной длительности (кривая 2).

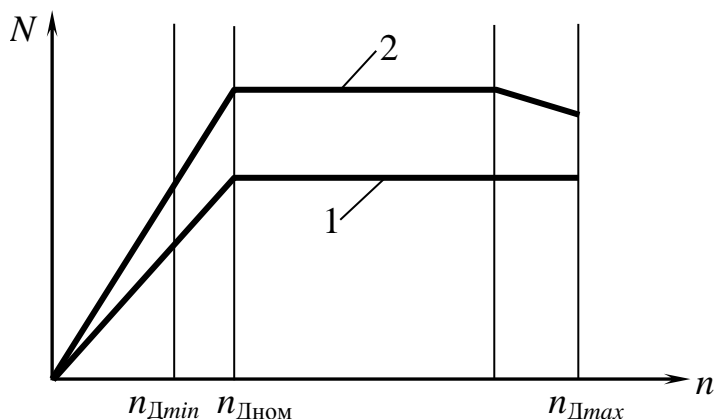


Рис. 7 Нагрузочная характеристика двигателя

Как видно из рисунка, режим работы двигателя очень сильно влияет не только на максимально развиваемый им уровень мощности $N_{\text{Д}}$, но и на диапазон поддержания ее стабильных значений – $D_{\text{ДН}}$. В частности, при больших нагрузках в режиме чередования пуска-останова у некоторых моделей после достижения значения максимальной частоты вращения с $N_{\text{Д}} = \text{const}$ на характеристике наблюдается спад мощности разной крутизны.

Следует отметить, что при выборе электродвигателя с выполнением неременного условия $N_{\text{Д}} \geq N_{\text{П}}$ использование при курсовом проектировании всей величины диапазона $D_{\text{ДН}}$ характеристики вовсе не обязательно.

Шпиндельные узлы современных многоцелевых токарных станков с ЧПУ, как правило, помимо главного вращательного обеспечивают также движение подачи и установочное перемещение. Поэтому приводы главного движения таких станков целесообразно оснащать электродвигателями постоянного тока, обладающими перед асинхронными одним несомненным преимуществом: значительно большим $D_{\text{ДМ}}$. По виду их механическая характеристика аналогична характеристике асинхронного двигателя при непрерывном режиме функционирования (зависимость 1).

Выбор типовой конструкции фрикционных вариаторов по данным специальной литературы при наличии технических требований затруднений обычно не вызывает. Что же касается электрического способа регулирования, то в соответствии с тенденцией развития станкостроения рекомендуется применение различных моделей асинхронных электродвигателей передовых отечественных и зарубежных фирм, например “SIMENS” или “FANUK”, оснащенных стандартным комплектом преобразовательной и управляющей аппаратуры. То же относится и к двигателям постоянного тока, выбор которых следует производить либо по специализированным каталогам, либо по данным учебной литературы, например.

В процессе принятия решения по выбору той или иной модели двигателя необходимо тщательно проанализировать по каталогу их технические характеристики и в первую очередь нагрузочную.

2. Определяют число ступеней скорости механической части привода по выражению

$$Z = \frac{\lg D_{\text{ПН}}}{\lg D_{\text{ДН}}}, \quad (5)$$

где $D_{\text{ПН}}$ - диапазон регулирования привода при постоянной мощности.

На основе полученного значения Z неизбежно приходится рассматривать такую альтернативу. При округлении его до ближайшего целого числа в большую сторону осознанно закладывается перекрытие части диапазона регулирования привода: некоторые частоты вращения валов и шпинделя будут дублироваться по разным кинематическим цепям. В противном случае (при округлении в меньшую сторону) заранее

программируется разрыв. Однако это совсем не означает, что в некотором интервале частот вращение шпинделя не обеспечивается: оно осуществляется, но с передачей постоянного момента. Хотя подобный прием довольно часто используется в ПГД станков с ЧПУ (упрощается конструкция механической части), следует помнить, что наличие разрыва свидетельствует о потере производительности обработки в соответствующем интервале частот диапазона регулирования.

Принятие того или иного решения обусловлено спецификой выполняемых на станке технологических операций, *отражением которой для студентов является характер результирующей функции распределения частоты вращения, полученной при обосновании ТХ*. Фактическую величину перекрытия или разрыва можно вычислить после определения передаточных отношений передач привода, в то же время нужно иметь в виду, что относительное снижение мощности в месте разрыва не должно превышать 20%.

3. Составляют развернутую структурную формулу привода. Учитывая, что число ступеней скорости механической части привода невелико (обычно не более четырех), в качестве структуры чаще всего используют нормальную множительную или сложенную.

4. Находят передаточные отношения передач. В кинематических структурах с плавным регулированием скорости для этой цели применяют, как правило, аналитический метод, тогда картина частот вращения играет чисто иллюстративную роль. Однако ради упрощения задачи более предпочтительным, на наш взгляд, является использование комбинации аналитического и графоаналитического методов. Привлечение эффекта наглядности позволяет быстро и адекватно оценить результаты принимаемых решений.

При оформлении картины сетку желательно наносить с малым шагом, например $\square \square = 1,12$ или $1,26$. Применение стандартного ряда дает возможность зафиксировать установленные предельные значения частот вращения двигателя и шпинделя, а в дальнейшем и промежуточных валов.

Сначала вычисляют минимальное передаточное отношение I_{\min} привода

$$I_{\min} = \frac{n_{\min}}{n_{\text{Дном}}} = \prod_{j=1}^k i_j, \quad (6)$$

где k – количество передач кинематической цепи с наибольшей редукцией.

Затем полученное численное значение I_{\min} искусственно разбивают на сомножители, величина каждого из которых и отражает конкретное значение передаточного отношения соответствующих понижающих одиночных и групповых передач кинематической цепи (количество этих передач, естественно, равно k). Причем на первом этапе целесообразно задавать предельные минимальные значения зубчатых и ременных передач. Если их произведение будет больше I_{\min} , то структурную формулу корректируют, вводя

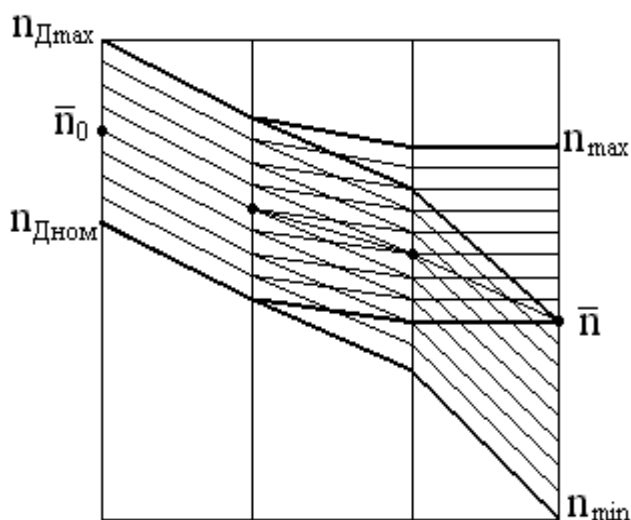


Рис. 8. Картина частот вращения с плавным регулированием скорости.

дополнительно необходимое количество одиночных передач. Для облегчения процедуры можно воспользоваться стандартными значениями передаточных отношений для зубчатых передач (см. приложение 5). Далее придерживаются тех же основных правил, которые действуют применительно к структурам с дискретным регулированием скорости, остается в силе и рекомендация о характере линии $\bar{n}_0 \bar{n}$ (рис. 8). При построении картины перераспределяют передаточные отношения между передачами, получая таким образом окончательный вариант.

Обращаем особое внимание на

такие важные моменты. В кинематических структурах с плавным регулированием обычно используют электродвигатели, максимальная частота вращения которых заметно превышает соответствующую характеристику привода. А это может привести к очень большой редукции привода, из-за чего передаточные отношения понижающих и повышающих передач достигают предельных значений. В этом случае одним из наиболее рациональных выходов из создавшейся ситуации является применение (помимо получения большей редукции за счет введения одиночных передач) такой разновидности сложной структуры, когда каждая передача группы разбивается на две, но, естественно, с меньшим передаточным отношением. Именно такой вариант и показан на рисунке. Известные сложности возникают и при использовании в качестве элементов системы управления приводом электромагнитных и гидравлических многодисковых фрикционных муфт, габариты которых должны соотноситься с диаметральными размерами зубчатых колес. Вот это крайне важное обстоятельство необходимо обязательно учитывать при выборе соответствующих передаточных отношений передач.

После определения передаточных отношений находят *числа зубьев колес и шестерен*, а также *диаметральные размеры шкивов ременной передачи*. Первые параметры обычно подбирают по специальным таблицам (см. приложение 5) или рассчитывают аналитическим методом. При *неизменном модуле* всех передач любой группы процедура подбора осуществляется по критерию обеспечения *постоянства суммы зубьев*. Сумму зубьев рекомендуется принимать в пределах 72...108 с увеличением ее значения по мере приближения к шпинделю. Причем минимальное число зубьев отдельных шестерен желательно ограничить значением $z_{\min} \geq 20$.

По окончании данной операции производят *коррекцию передаточного отношения постоянной передачи*. С этой целью составляют *ряд уравнений кинематического баланса привода* для тех частот вращения шпинделя, которые обеспечиваются передачами с приближенными значениями передаточного отношения, например $30/42 \approx 1/1,41$. По ним и находят среднюю величину передаточного отношения постоянной передачи. Затем любым из приближенных методов (табличным, непрерывных дробей и другими) устанавливают числа зубьев или диаметры шкивов этой передачи. При выборе диаметров шкивов следует руководствоваться стандартами [2, 4]. При наличии двух и более постоянных передач полученное среднее значение передаточного отношения разбивают на части, используя метод разложения на простые сомножители.

В приводах с дискретным регулированием скорости после определения *фактических частот вращения шпинделя* $n_{j\Phi}$ вычисляют их *относительные погрешности* δn_j , выраженные в процентах, которые затем сравнивают с допустимыми на основе зависимости

$$\delta n_j = \frac{(n_j - n_{j\Phi})}{n_j} \leq \pm 10(\varphi - 1). \quad (7)$$

Данный вид расчета целесообразно выполнять в табличной форме. В случае нарушения ограничения (7) необходимо уточнить параметры передач. Как правило, это осуществляется путем изменения сумм зубьев в группах или за счет углового корригирования отдельных передач. Последний прием позволяет не выдерживать условие $\sum z_j = const$.

Завершается кинематический расчет построением окончательного варианта картины частот вращения и разработкой кинематической схемы привода, пример оформления, которых приведен на рис. 9.

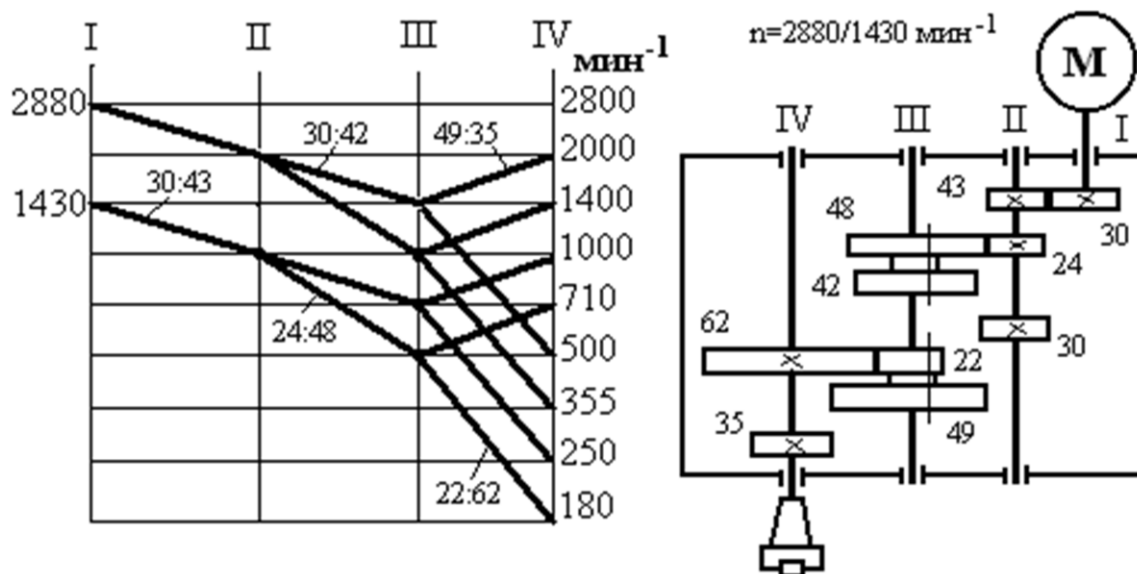


Рис. 9. Картина частот вращения и кинематическая схема привода

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ

Расчетные нагрузки и схемы

Надежность, материалоемкость и другие показатели качества станков во многом зависят от правильной оценки действующих на его узлы и системы эксплуатационных нагрузок, принятых во внимание при проектировании. Продукционным станкам присущи универсальность операций, большой диапазон режимов обработки, возникновение длительных и кратковременных перегрузок при резании и переходных процессах. В связи с этим реально действующие нагрузки статического и динамического характера изменяются в очень широких пределах. Из-за многообразия конструктивных элементов и условий их работы достаточно точное определение используемых в различных видах расчета нагрузок представляет значительные трудности. Поэтому на практике применяют методики, базирующиеся главным образом на статистических данных.

Основой выбора *расчетных (эквивалентных) нагрузок* для привода главного движения чаще всего служат *номинальные крутящие моменты* на элементах его конструкции (зубчатые и ременные передачи, валы и другие):

$$M_{Hj} = 9554 \frac{N}{n_{pj} \eta_j} \quad (8)$$

где M_{Hj} – номинальный крутящий момент на j -м элементе, Н·м; N – эффективная мощность на шпинделе, кВт; n_{pj} – расчетная частота вращения элемента, мин⁻¹; η_j – коэффициент полезного действия кинематической цепи от элемента до шпинделя.

Так называемая *расчетная частота вращения привода* n_p довольно широко используется, как в *металлорежущих станках общего назначения*, так и в станках с ЧПУ при большом диапазоне регулирования скорости.

В проектах по *типовой тематике* для шпиндельной группы, а, следовательно, и привода в целом ее значение находят на основе исходных данных по формуле

$$n_p = \frac{n_{\max}}{D_{\text{ПВ}}} . \quad (9)$$

В проектах для студентов с конструкторской специализацией величину n_p вычисляют на основе зависимости (8), но без учета КПД. При этом значения максимальной эффективной мощности и номинального крутящего момента принимают по результатам моделирования режимов резания. Графически на картине распределения ЭХ положение n_p определяется точкой пересечения линий, соответствующих этим характеристикам.

Полученное значение частоты корректируют до ближайшего стандартного (см. приложение 4). Только начиная с n_p до n_{\max} обработку детали можно вести с использованием полной мощности привода, а ниже ее располагается диапазон регулирования с поддержанием постоянства крутящего момента на шпинделе. Использование расчетной частоты в приводах с дискретным регулированием скорости позволяет уменьшить их габариты и массу, а в станках с ЧПУ еще и конструктивную сложность узла.

Для промежуточных элементов ПГД за расчетные принимают их минимальные частоты, при которых передается полная мощность. Эти значения устанавливают по картине частот вращения.

Коэффициент полезного действия механической части привода при номинальной нагрузке определяют по формуле

$$n_j = \prod_{i=1}^m \eta_i^{\alpha} . \quad (10)$$

где η_i – КПД элемента (по данным справочной литературы или рекомендациям [29]); α_i – число однотипных элементов; m – число элементов с разным КПД.

Установленная величина M_{Hj} и является базовым значением нагрузки, которую применяют при расчете элементов конструкции с учетом специфики условий их работы в приводе.

Так, при оценке жесткости в качестве расчетной обычно используют номинальную: $M_p = M_H$.

Выбор нагрузки при выполнении вычислений на прочность более сложен. Разрушение элемента, в зависимости от величины и характера сил, физико-механических свойств материала, как правило, наступает либо из-за недостаточной статической прочности, либо вследствие усталости. При эксплуатации одни и те же детали работают в различных режимах переменного нагружения. Поэтому сначала нужно внимательно проанализировать весь спектр условий работы элемента с учетом его положения в природе и установить доминирующий режим. Каждому режиму соответствует методика определения эквивалентной нагрузки и вид расчета.

В частности, промежуточные валы и связанные с ними элементы мало подвержены динамическим нагрузкам. В этом случае рекомендуется последовательность расчета, изложенная в работе [29]. По данной методике выбор расчетной нагрузки обусловлен предварительным вычислением коэффициента долговечности ($k < 1$)

$$k = k_T k_{\text{П}}, \quad (11)$$

где k_T – коэффициент срока службы, учитывающий длительность эксплуатации станка до капитального ремонта; k_{II} – коэффициент режима нагружения, отражающий переменный характер нагрузки.

Полученную величину сопоставляют с критериями перехода к различным видам расчета на прочность.

Так, при $k < k_{\min}$ достаточно выполнить проверку деталей на *статическую прочность*, а за нагрузку принять $M_P = M_H$.

Если величина фактического коэффициента не выходит за пределы $k_{\min} \dots k_{\max}$, то элементы привода подвергают расчету на *малоцикловую выносливость в условиях ограниченного срока службы*

$$M_P = M_H \cdot k. \quad (12)$$

Расчет на *неограниченный срок службы* (до морального износа) выполняют, когда $k > k_{\max}$. Искомую нагрузку либо определяют по предыдущему выражению, принимая $k = k_{\max}$, либо вычисляют по формуле

$$M_P = \frac{M_H}{k_y}, \quad (13)$$

где k_y – коэффициент упрочнения материала детали.

Более объективную информацию о нагрузках на промежуточных элементах привода можно получить путем математического моделирования по методике.

При эксплуатации приводы главного движения станков испытывают *динамические нагрузки, возникающие в результате неравномерного характера процесса резания, врезания инструмента в заготовку и других факторов*. Эти нагрузки в основном воспринимаются выходными элементами. Для учета такого характера нагрузки при выполнении проверочных расчетов на усталостную прочность значения моментов, полученных по формулам (12) и (13), можно увеличить примерно на 30...50 %. Большие значения принимают для оборудования с прерывистым процессом резания (фрезерного) и при значительном колебании припуска на заготовке, меньшие – для станков с достаточно стабильным процессом обработки (токарных), а также при наличии в приводе демпфирующих элементов: упругих, фрикционных муфт и других.

В период *протекания процессов на холостом ходу станка при пуске, торможении и быстром реверсе шпинделя* (особенно электродвигателем) в приводе также возникают большие динамические перегрузки. Они обусловлены инерционностью системы и отражаются, как правило, на условиях работы входных и выходных элементов. В целом частота таких воздействий зависит от назначения станка и его конструктивных особенностей. Обычно длительность их мала, а количество циклов нагружения электродвигателем невелико и эти перегрузки не оказывают заметного влияния на усталостную прочность. Поэтому данные динамические факторы чаще всего учитывают при проверочном расчете входных и выходных элементов на статическую прочность по максимальным (пиковым) нагрузкам. Их величину определяют как

$$M_P = M_H \cdot k_A, \quad (14)$$

где k_A – коэффициент динамической нагрузки, величину которого обычно принимают в пределах 1,5...2,2, причем большие значения соответствуют самым неблагоприятным сочетаниям конструктивных и технологических факторов (реверс электродвигателем, торможение противовключением двигателя).

При проектировании расчету подлежат практически все основные элементы конструкции привода: валы и подшипники, шпиндель, зубчатые и ременные передачи, базовые детали, органы управления. Все расчеты следует подкреплять соответствующими эскизами или схемами. При этом нужно иметь в виду, что независимо от вида расчета при

прочих равных условиях точность результатов вычислений очень сильно зависит от адекватности принятых расчетных схем для элементов конструкции реальным условиям их нагружения в приводе. Переход от конструктивного исполнения к схеме требует формализации действующих сил, размеров и формы элементов. При этом объективно приходится делать ряд разумных упрощений, вследствие чего любой расчет становится достаточно приближенным. Очевидно, что грамотное составление схем с обоснованием принятых допущений позволяет избежать грубых ошибок в определении параметров элементов, которые могут быть выявлены только на стадии эксплуатации оборудования.

Передачи

Зубчатые передачи

Порядок расчета зубчатых передач приводов станков отличается от принятого в других отраслях машиностроения. Основная специфика состоит в том, что числа зубьев шестерен подбирают при кинематическом расчете. Поэтому *задача сводится к определению модуля, который при неизменном межосевом расстоянии валов одинаков для всех передач группы*. Для эвольвентных цилиндрических зубчатых передач выполняют, как правило, *проектировочный и уточненный расчеты на контактную и изгибную выносливость*, а также *проверочный на действие максимальной нагрузки*. Однако если в результате вычислений полученный коэффициент долговечности окажется меньше допустимого, а также при наличии тихоходных валов передачи подвергают *расчету на статическую прочность*. Причем модуль определяют только для одной – наиболее нагруженной передачи группы. Процесс вычислений довольно трудоемок, поэтому его рекомендуется выполнять на ЭВМ.

При подготовке исходных данных следует помнить, что принимаемые решения носят комплексный характер, так как закладывают основы надежности, технологичности изготовления и сборки привода, конструктивные особенности передач. Поэтому они должны быть очень продуманными. Так, желательно унифицировать номенклатуру материала передач и способы их термической обработки. Причем выбор технологии упрочнения тесно увязан с функциональным назначением деталей (подвижные или неподвижные), целесообразностью и практической осуществимостью последующей чистовой обработки. В постоянных передачах или передачах, получающих вращение, например, при помощи электромагнитных муфт, лучше использовать косозубые колеса. Подвижные в осевом направлении блоки допускают, как известно, только прямозубое зацепление. Значения коэффициентов долговечности, а также номинальных крутящих, эквивалентных и пиковых моментов находят по методике, описанной в предыдущем разделе пособия.

Полученные *стандартные значения модуля* одной передачи в каждой кинематической группе позволяют определить геометрические параметры остальных передач привода. Результаты сводят в таблицу. Если по каким-либо причинам величина модуля отдельных групп, а, следовательно, и размеры передач конструктора не устраивают, то ее обычно корректируют путем соответствующего изменения исходных данных и повторного расчета. На практике увеличение модуля производят просто по технологическим или конструктивным соображениям. Подобный прием осуществляют либо при унификации модуля для всего привода с целью сокращения номенклатуры режущего и мерительного инструмента, либо вынужденно – для увеличения межосевого расстояния.

Ременные передачи

Ременные передачи относятся к виду передач гибкой связью и в ПГД применяются в качестве кинематических групп, занимающих различное конструктивное место. В зависимости от структуры привода они могут передавать вращение от электродвигателя

на входной вал коробки скоростей, от выходного вала на автономный шпиндельный узел, а также возможны и другие варианты.

Выбор конкретного типа ременной передачи при прочих равных условиях производят с учетом его достоинств по сравнению с другими. В частности, передачи зубчатым ремнем обладают более высокой тяговой способностью, а клиноременные лучше гасят вибрации.

Критерием работоспособности *клиновых ремней* (нормальных, узких и поликлиновых) являются *тяговая способность и долговечность*, а *зубчатых* - *усталостная прочность зубьев*.

Валы и опоры

Валы

При эскизном проектировании, когда размерные параметры валов еще неизвестны, разработку их конструкции начинают с приближенной оценки диаметров исходя из условия прочности только на один вид нагружения – кручение [30]

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_H}{0,2[\tau]}}, \quad (15)$$

где $[\tau] = (12 \dots 15) \cdot 10^6$ Па – условное допускаемое напряжение при кручении.

Рассчитав, таким образом, диаметры под приводным элементом, выявляют другие размеры, размещая на валах зубчатые колеса, муфты и подшипники. При этом валы получаются ступенчатыми, что диктуется, в том числе, и технологией их сборки. Значения диаметров выбирают стандартными, а их перепад – минимальным. По существу, здесь закладывается основа конструкции валов, поэтому следует стремиться к ее рациональному упрощению. Для этого заранее продумывают наиболее приемлемые способы базирования и крепления элементов, по возможности избегая буртиков, резьбы, отверстий, одновременного выполнения шлицевых и цилиндрических поверхностей при малой длине вала. Неоправданное усложнение конфигурации предопределяет повышение трудоемкости изготовления, что нетехнологично, и появление излишних концентраторов напряжений, снижающих надежность вала.

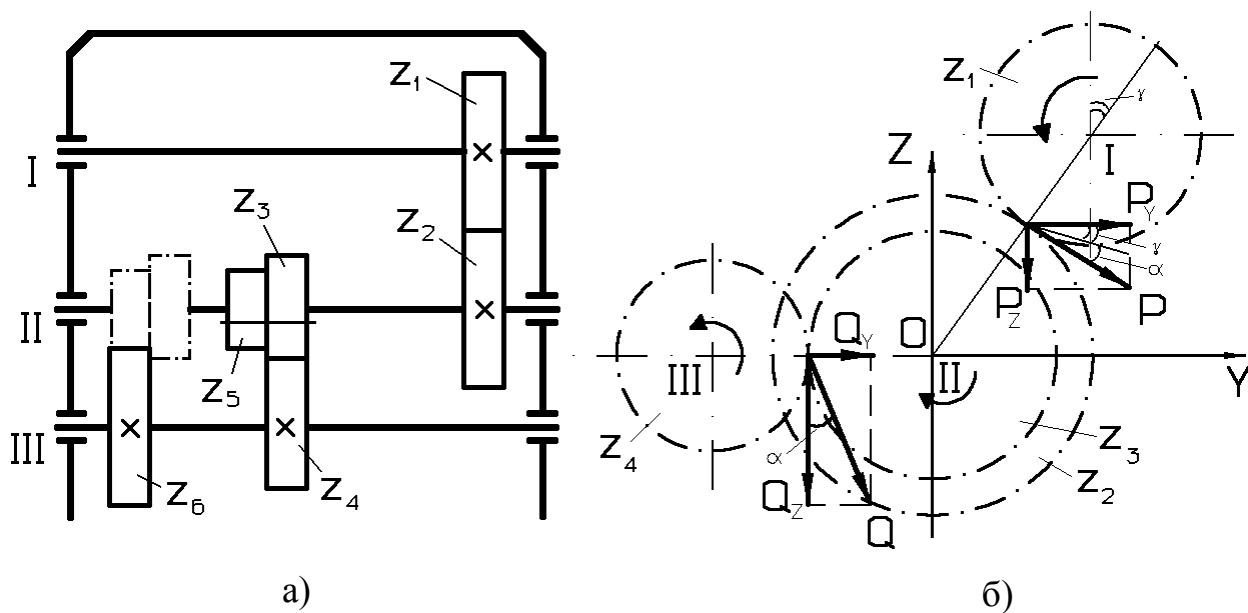
Когда вопросы компоновки привода и определения габаритов коробки, элементов и механизмов решены, приступают к окончательной проработке конструкции валов с детализацией их формы и размеров, назначению посадок на соединения и производят расчеты.

Проверочному расчету подвергают все валы привода, однако при большом объеме вычислений, *по согласованию с руководителем*, можно ограничиться расчетом самых нагруженных. Как известно, валы коробок передач рассчитывают *на усталостную и статическую прочность, жесткость и виброустойчивость*. Целесообразность применения того или иного вида расчета нужно обосновать, так как валы испытывают различные условия нагружения и в неодинаковой степени влияют на работоспособность привода.

Так, например, самостоятельные колебания передаточных валов коробок не играют заметной роли в динамике привода. А вот колебания входного и особенно выходного (или шпинделя) валов могут оказать решающее влияние на виброустойчивость. Неблагоприятное сочетание таких факторов, как высокая частота вращения, большие и неуравновешенные массы, значительная длина пролета или консоли, могут привести к возникновению резонанса. Методики, применяемые при оценке виброустойчивости, основаны на вычислении собственной частоты колебаний вала и сравнении ее с частотой вынужденных.

Деформация вала приводит к повышению контактных нагрузок в зубчатом зацеплении, опорах и т.д. Расчет на жесткость выполняют в том случае, если прогиб

Построение схемы начинают с выявления конструктивного исполнения вала и анализа действующих на него сил. Допустим, что уточненному расчету подлежит второй



вал коробки. На нем находятся прямозубые неподвижное колесо и подвижный блок. Очевидно, что в крайних положениях последнего изгибающий момент и нагрузка на опоры различны (при постоянстве крутящего момента). Проверке необходимо подвергнуть наихудший вариант нагружения вала, однако выявить его заранее не всегда представляется возможным. На практике корректным является только такой расчет, который учитывает все варианты нагружения. В тоже время для сокращения трудоемкости, по согласованию с руководителем, допускается выбор одного – наиболее целесообразного варианта, который устанавливают на основе предварительного анализа.

Предположим, что вал испытывает наиболее тяжелый режим нагружения в правом положении подвижного блока. Вычерчивают конструктивную схему вала (рис. 11, а) без излишней детализации тех элементов, которые не оказывают влияние на расчет.

Вал рассматривают как балку, лежащую на шарнирных опорах и нагруженную

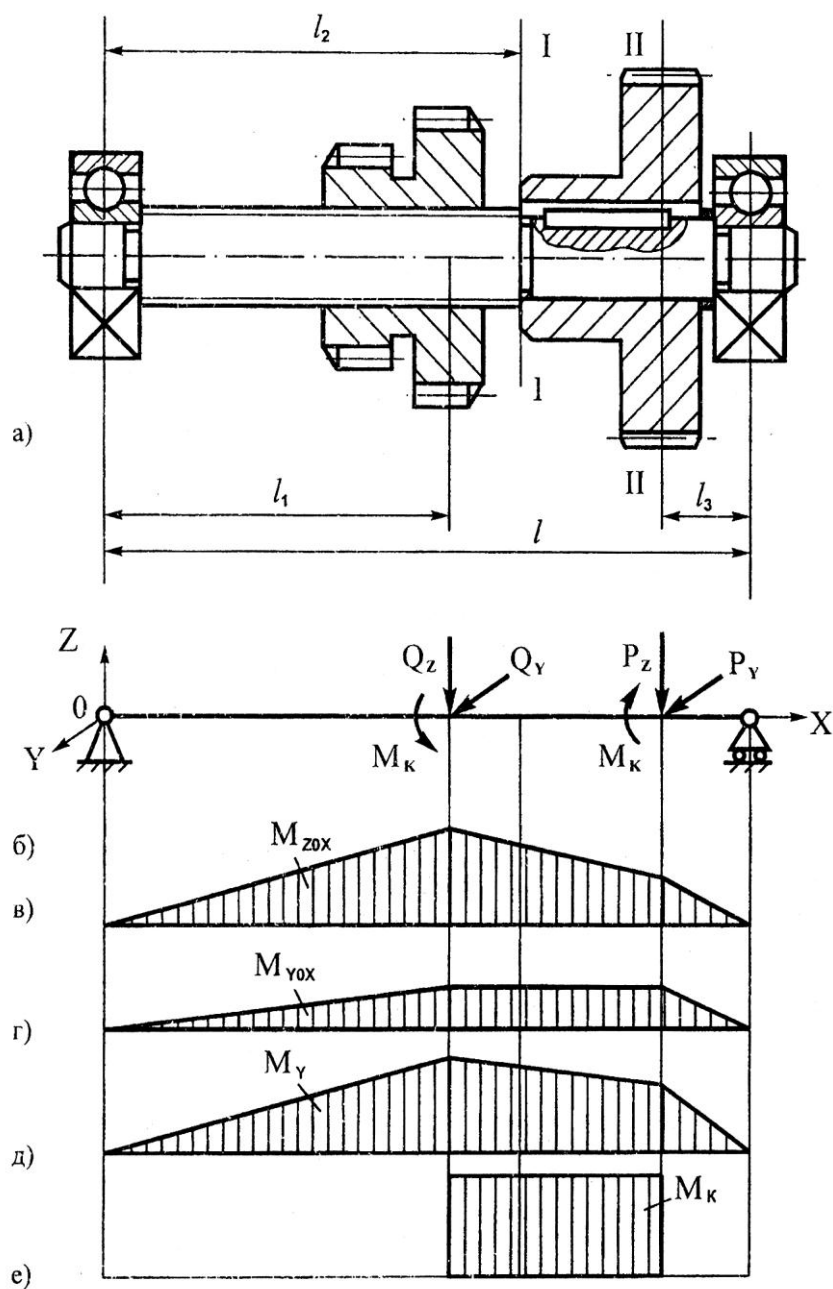


Рис. 11. Конструктивная и расчетная схемы вала

сосредоточенными силами и моментами. Нагрузки, действующие со стороны конца колеса z_2 и шестерни z_3 блока, устанавливают по компоновочной схеме (рис. 10, б). Для этого усилия в зацеплениях Q и P раскладывают на составляющие в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. В результате приведения сил к геометрической оси вала на общей расчетной схеме (рис. 11, б) действие усилий в зацеплении заменяется действием их составляющих и крутящих моментов. Величину составляющих определяют по известным выражениям [30] соответственно через M_F (см. разд. 4.1.), диаметр делительной окружности шестерен (для корригированных колес – диаметр начальной окружности), угол зацепления α (при косозубых передачах и угол наклона зуба β) и угол α_{Σ} зависящий от компоновки валов.

После разработки общей расчетной схемы вала составляют схемы нагружения в каждой плоскости (не показано), выявляют реакции опор, строят эпюры изгибающих моментов (рис. 11, в, г), эпюры суммарного изгибающего (рис. 11, д) и крутящего (рис. 11, е) моментов и определяют опасные сечения.

Выбор опасного сечения является весьма важным этапом расчета, и на него необходимо обратить особое внимание. Количество сечений, в которых производится расчет, в общем случае зависит от конструктивного исполнения вала и характера его нагружения по длине. *Критериями выбора сечений являются:* 1) величина эквивалентной нагрузки, определяемая как результат совместного действия изгиба и кручения; 2) степень опасности самого сечения: наличие концентраторов напряжений (шпоночный паз, канавка, посадка, отверстие и другое), диаметральные размеры вала (масштабный фактор), шероховатость поверхности, вид термической обработки или упрочнения.

В рассматриваемом варианте анализ конструктивной схемы и эпюр моментов показывает, что в качестве опасных следует рассматривать сечения I-I и II-II.

Опоры

В опорах валов привода главного движения используются подшипники качения, методика выбора и расчет которых стандартизована [20, 23, 30].

Размеры опор определяют при построении продольной компоновочной схемы привода: размещая на валах связанные с ними элементы, по конструктивным соображениям предварительно выбирают типоразмер подшипников. При этом учитывают специфику условий их работы, принимая во внимание следующие факторы: величину (ориентировочно: по мощности или крутящему моменту), направление и характер действующих сил, быстроходность и требуемый срок службы. При проектировании опор валов, исключая тяжело нагруженные и особо быстроходные, *рекомендуется отдавать предпочтение шарикоподшипникам легких серий и нормального класса точности.*

Конкретный типоразмер подшипников устанавливают проверочным расчетом после определения реакции опор соответствующего вала. В общем случае расчет производят по двум критериям: статической и динамической грузоподъемности. Поскольку валы коробок скоростей сравнительно быстроходны, достаточно ограничиться последним условием, т.е. выполнением *проверочного расчета подшипников на долговечность.*

При окончательной доработке конструкции опор следует помнить, что валы имеют, как правило, большую длину, поэтому, во избежание их заклинивания за счет тепловых деформаций, одной из опор вала выполняют плавающей.

Шпиндельный узел

Шпиндельный узел (ШУ) – исполнительный орган ПГД – предназначен для вращения заготовки или инструмента в процессе осуществления технологических операций. Он является самой важной и ответственной частью привода, да, пожалуй, и металлорежущего оборудования в целом, в значительной мере предопределяющей их работоспособность, так как его эксплуатационные параметры напрямую отражаются на качестве обрабатываемых деталей: форме, размерах и макронеровности поверхностей. Поэтому к ШУ предъявляется ряд обязательных требований, среди которых прежде всего следует выделить *точность вращения, жесткость, виброустойчивость, теплостойкость и надежность фиксации инструмента или детали при условии их точного центрирования.* В зависимости от типа и характера оборудования этот список может быть расширен, например, за счет *быстроходности*, присущей станкам с высокопроизводительными процессами резания, или *автоматизации операций зажима и разжима заготовки*, актуальный для станков – автоматов и полуавтоматов, а также станков с ЧПУ.

На практике реализация всех перечисленных и любых других специфических требований достигается главным образом путем разработки достаточно рационального варианта конструктивного исполнения ШУ и его последующей оптимизации. Однако поиск такого варианта среди множества альтернативных при условии обеспечения всех заданных требований представляет собой очень сложную проблему, поскольку при проектировании ШУ приходится опираться на взаимоисключающие по последствиям инженерные подходы. Разумеется, что критериями правильности принимаемых решений в этом случае служит только соответствующие проверочные расчеты.

В общем случае узел состоит из собственно шпинделя (обычно полого вала), опор и приводного элемента. Реальное же конструктивное исполнение ШУ определяется многими факторами: типоразмером, классом точности, техническими характеристиками и степенью автоматизации станка, типом и местом расположения приводного элемента (а иногда и тормозного устройства), типом опор и способом их смазывания. В зависимости от структуры и компоновки привода он, являясь функционально выходным рабочим валом, может быть встроен в корпус коробки скоростей либо вынесен за ее пределы. Для передачи крутящего момента на шпиндель применяют зубчатые и ременные передачи, муфты. При этом приводной элемент может быть расположен как в межопорной, так и на задней консольной части шпинделя. С учетом величины и характера действующей нагрузки в каждой из опор ШУ устанавливают один или несколько одинаковых или разнотипных подшипников. Если корпус коробки скоростей имеет большие осевые габариты, то узел проектируют и трехопорным.

Таким образом, можно констатировать: конструкции ШУ весьма многообразны, что, естественно, вызывает потребность в различных модификациях соответствующих видов расчетов. С другой стороны, в результате анализа можно выявить несколько типовых конструктивных решений, охватывающих большинство вариантов ШУ с двумя опорами (рис. 12). Унификация конструктивных, а, следовательно, и расчетных схем позволяет обеспечить единообразие в методическом подходе к проведению вычислений по разным критериям и снизить их трудоемкость.

Наиболее широко распространен вариант с одним или несколькими зубчатыми колесами, которые размещены между опорами шпинделя (рис. 12, а). Конструкция со шкивом ременной передачи, закрепленным на заднем конце шпинделя (рис. 12, б), используется в автономных ШУ станков для точной или многолезвийной обработки с целью гашения вибраций и повышения плавности вращения. Варианты с муфтой (рис. 12, в) или подвижным шлицевым соединением применяются в токарных станках с ЧПУ, а также во фрезерном оборудовании с механизмом выдвижения пиноли шпиндельной головки.

Вследствие сложности задачи, обусловленной широким диапазоном требований и объемом исходной информации, процесс проектирования узла разбивают на несколько этапов.

Прежде всего *необходимо определить величину допустимой погрешности обработки заданных поверхностей на проектируемом оборудовании*. Фактически речь идет об установлении поля допуска $[\square]$ на обработку и на этой основе той его части, которая присуща собственно ШУ. С учетом различия в тематике проектов используется два подхода к определению величины $[\square]$.

Первый. Единственным объективным и информативным параметром, который может быть использован в качестве отправной точки для достижения указанной цели, является *шероховатость поверхностей*. Однако из-за того, что при эксплуатации машин и механизмов различные сопряжения деталей отличаются многообразием условий работы, выявить достаточно обоснованные зависимости между точностью изготовления и шероховатостью поверхностей крайне трудно, поскольку требует проведения очень большого объема статистических исследований. В то же время экспериментально найдены *средние значения этих соотношений* (рис. 13).

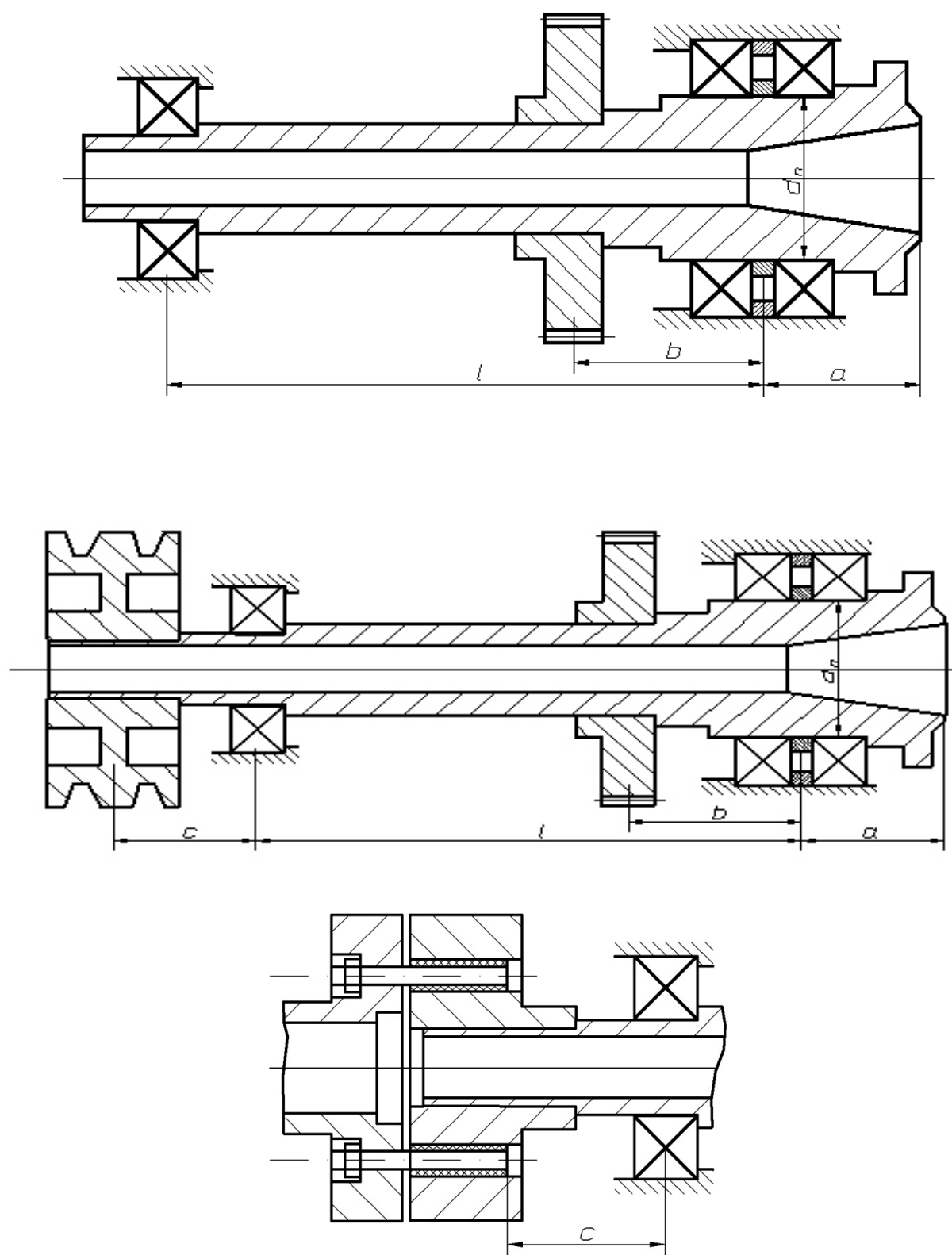


Рис. 12. Типовые конструктивные схемы шпиндельного узла

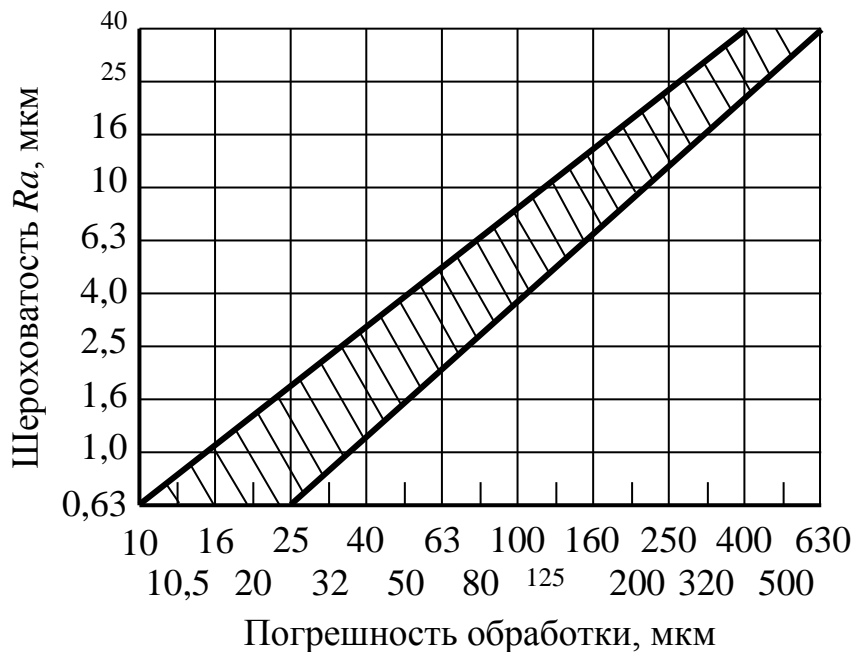


Рис. 13. Зависимость между параметром шероховатости поверхности и погрешностью механической обработки

Таким образом, по заданному значению параметра Ra какой – либо поверхности можно установить погрешность установки $[\Delta]$ требуемого размера, но только в некоторых пределах. В свою очередь характер погрешностей станочной системы (следовательно, и ШУ) очень сильно зависит от методов и режимов резания. Если на оборудовании осуществляется преимущественно черновая обработка, то преобладающей над остальными погрешностью будет, естественно, упругая деформация. В станках, предназначенных для высокоскоростной обработки, а также при чистовом резании наиболее заметную роль играют геометрические и температурные погрешности. Кроме того, на основе $[\Delta]$ при известных размерах поверхности появляется возможность определения качества точности обработки который, пусть и в неявном виде, характеризует соответствующий класс точности металлорежущего оборудования.

Второй. Эта методика используется в проектах, выполняемых по типовой тематике. Величина $[\Delta]$ обусловлена классом точности, основным размерным параметром и характером осуществляемой на станке операции (черновой, получистовой и чистовой). При этом в качестве размера обрабатываемой поверхности детали принимают половину основного параметра (диаметр для токарного и ширина стола для фрезерного оборудования). В учебных целях, с известной долей условности будем считать, что для станков нормального класса точности в среднем можно ориентироваться на 11-й класс точности обработки, класса П – на 9-й, а класса В – на 7-й. Тогда, например, для станков класса точности Н значения $[\Delta]$ в зависимости от размеров обрабатываемой поверхности составляют: в пределах 80...120 мм – 220 мкм, 120...180 мм – 250 мкм, а от 180 до 250 мм – 290 мкм. При том же размерном диапазоне поле допуска для оборудования повышенного класса точности принимает следующие значения: 87; 100 и 115 мкм, а высокого класса: соответственно 54; 63 и 72 мкм.

Главный итог первого этапа – определение допустимой погрешности, приходящейся на долю ШУ, значение которой в общем случае рекомендуется принимать не более 30% от величины $[\Delta]$. Следует помнить, что помимо присущих конкретному ШУ погрешностей в поле допуска на обработку детали учтен и целый ряд других: упругие и температурные деформации элементов несущей системы, ошибка позиционирования, погрешность, связанная с износом инструмента, и другие.

На следующем этапе *выбирают тип опор* (качения, скольжения: гидростатические или гидродинамические) в зависимости от допустимой погрешности обрабатываемых деталей.

Затем на основе анализа условий эксплуатации ШУ *разрабатывают его конструктивную схему* с выбором типа, количества и способа размещения подшипников в передней и задней опорах. В станкостроении наибольшее распространение получили шпиндели на опорах качения, схемы которых в значительной мере унифицированы. Однако нужно иметь в виду то обстоятельство, что при размещении в опоре двух и более подшипников ее быстроходность, как показала практика, снижается примерно на 30%.

На четвертом этапе приступают к определению *главных размеров*, каковыми являются (см. рис. 12) диаметр шейки шпинделя под передний подшипник d_{Π} , межопорное расстояние l и длина консольной части (вылет) a . Именно они оказывают весьма существенное и неоднозначное влияние на точность, жесткость и виброустойчивость узла, температуру опор и, кроме того, очень тесно взаимосвязаны: изменение хотя бы одного из них приводит к изменению сразу нескольких характеристик ШУ. Задача выбора их значений на данной стадии проектирования является весьма сложной. Однако, как показывает опыт станкостроения, заданные критерии могут быть обеспечены, если основные размеры выдержать в пределах соотношений

$$l = (4 \dots 6) d_{\Pi}, \quad a \approx l / (2,5 \dots 3,5) . \quad (16)$$

На практике эти соотношения реализуют, как правило, следующим образом: определяют приблизительно d_{Π} по стандартизованному переднему концу (см. ниже), а затем – остальные размеры. Естественно, что все размеры в дальнейшем будут подвергнуты проверке и уточнению.

На пятом этапе выполняют эскизную компоновку узла, располагая на шпинделе связанные с ним элементы. При этом определяют все присоединительные размеры и уточняют основные, окончательно выбирают подшипники, а также материал шпинделя с соответствующей технологией упрочнения и конструкцию его переднего конца. Конфигурация последнего зависит от способа крепления инструмента или заготовки. Поскольку для этих целей применяют стандартные оснастку и инструмент, передние концы шпинделей различных типов станков также стандартизованы. Форма и размеры внутренних поверхностей обусловлены наличием отверстия для крепления пруткового материала и конструкций зажимного устройства, встраиваемого в шпиндель, при этом минимальная толщина стенки полого вала не должна выходить за пределы порядка 6...8 миллиметров.

Только тогда, когда конструкция ШУ вычерчена в упрощенном виде, приступают к выполнению *проверочных расчетов* по тем критериям, которые характерны для создаваемого станка. В то же время к числу обязательных видов расчетов относятся проверка на точность вращения – радиальное Δ_r и осевое Δ_o биения, а также на жесткость – радиальный прогиб δ_r и осевое δ_o смещение шпинделя в сечении его переднего конца. Напоминаем – *суммарное значение всех погрешностей ШУ не должно выходить за установленное на первом этапе его проектирования ограничение*. По итогам расчета осуществляют оптимизацию основных размеров узла и вносят необходимые изменения в его конструкцию.

Учитывая большую трудоемкость вычислительных операций, расчет целесообразно проводить на ЭВМ.

И только после оптимизации основных размеров, на седьмом этапе, узел вычерчивают в окончательном варианте, прорабатывая конструкцию элементов для выборки зазоров и создания натяга в подшипниках, уплотнений, элементов системы смазывания и других. При этом следует стремиться к тому, чтобы сам шпиндель был по возможности конструктивно и технологически простым, с малым количеством переходов диаметров, шпонок, резьб и канавок в межопорной части.

Корпуса коробок, пиноли

В общем случае возможны *три варианта практической реализации требуемой степени подвижности (числа управляемых координат) привода*, предопределяющих конструктивное исполнение его базовых деталей. При одной координате корпус коробки скоростей неподвижен – вращается шпиндель. Если же координат две, то второе движение (установочное или подача) осуществляется перемещением корпуса по направляющим станины (стойки, траверсы) либо, когда необходимо обеспечить высокую точность позиционирования, путем выдвижения пиноли (гильзы) со шпинделем на малый ход при неподвижном корпусе. Причем пиноль совершает поступательное, а шпиндель, помещенный внутри нее, – вращательное движение. Подобное устройство привода применяется при выполнении сверлильных и расточных операций, в частности на фрезерных станках. Таким образом, корпус коробки скоростей является базовой деталью привода и элементов несущей системы станка, а пиноль – базовой деталью шпиндельного узла.

Если привод снабжен *пинолью*, то при конструировании корпуса определяют ее основные размеры (длину, наружный и внутренний диаметры), которые, в свою очередь, зависят от параметров шпинделя. Пара корпус-пиноль фактически представляют собой цилиндрические направляющие. При проектировании следует предусмотреть устройства для перемещения (обычно червячно-реечная передача) и фиксации (чаще всего клеммные). Эти механизмы унифицированы, поэтому их на чертежах детально не прорабатывают. На пиноли приходится значительная часть упругих деформаций станочной системы, в связи с чем на практике их подвергают проверочному расчету на жесткость. При прочих равных факторах она существенно уменьшается по мере выдвижения, поэтому максимальный ход (вылет) пиноли, как правило, ограничивается величиной, в 1,5 раза превышающей ее наружный диаметр.

Корпуса коробок довольно металлоемки и имеют сложную конфигурацию. Чаще всего их изготавливают методом литья обычно из серого чугуна, реже – дешевых марок стали. Сварные конструкции широкого применения не получили из-за их дороговизны.

Очевидно, что *при проектировании корпуса необходимо учитывать требования принятой технологии*. Для отливок следует стремиться обеспечить как можно более простую форму, чтобы не усложнять литейную модель (количества разъемов, стержней и другое), не создавая в корпусе замкнутых полостей. Толщина наружной стенки детали должна быть одинаковой. Ее минимальную величину, выраженную в миллиметрах, находят по формуле

$$\delta = 10 \sqrt{\frac{2L + B + H}{3}}, \quad (17)$$

где L , B , H – габаритные размеры, соответственно длина, ширина и высота корпуса коробки, м.

Для повышения жесткости корпуса применяют дополнительные ребра перпендикулярно к стенкам, а для концевых опор коротких валов – перегородки. Толщину внутренних стенок и ребер принимают равной порядка 0,7...0,8 от толщины наружной. Во избежание появления коробления, трещин и внутренних напряжений стенки должны иметь плавные переходы. Рекомендации по типовым случаям сопряжения стенок, радиусам закруглений и литейным уклонам приведены в работах. Для установки подшипников в стенках выполняют бобышки (утолщения), большую часть которых при значительной ширине опоры смещают внутрь. Выступающую с наружной стороны корпуса часть бобышки (платик) используют для крепления крышек опор, электродвигателей (при фланцевом исполнении) и других элементов. В этом случае поверхность платиков подлежит чистовой обработке. Крышки проектируют также и потайными, т.е. заподлицо с наружной поверхностью корпуса – более эстетичный

вариант. Корпуса конструируют, как правило, неразъемными, что предопределяет осевой монтаж валов и технологию чистовой обработки отверстий. При обработке соосных отверстий набором резцов, закрепленных на расточной оправке, их диаметры в направлении подачи инструмента иногда приходится уменьшать. Чтобы облегчить сборку привода и расточку отверстий, в корпусе выполняют специальные технологические окна (лючки). Для регулировки механизмов привода предусматривают соответствующую крышку, обычно привинчивающуюся. В легких и средних станках горизонтальные крышки при частых регулировках конструируют на шарнирах откидными. При этом следует продумать изоляцию от попадания пыли и вытекания масла. Кроме того, не следует забывать об отверстиях для маслоуказателя и слива смазочной жидкости.

Для лишения коробки скоростей всех шести степеней свободы ее устанавливают на базовую деталь станка, фиксируют в требуемом положении и притягивают болтами (винтами). Сопрягаемая поверхность может быть плоской, тогда на соответствующей стенке корпуса выполняют карманные или фланцевые платки, либо может иметь форму направляющих скольжения. При стыковке по плоскости фиксацию коробки обеспечивают коническими штифтами или шпонками, а при использовании направляющих – их конструкцией. Форма и размеры опорной поверхности, число болтов, штифтов и их размещение устанавливают по конструктивным соображениям. Диаметр винтов можно предварительно определить по эмпирическим нормам.

В неподвижных коробках расчету подвергают групповые резьбовые соединения и контактные деформации привада. Вычисления производят по типовым методикам с построением расчетной схемы узла, пример оформления которой для случая с плоским стыком показан на рис. 14.

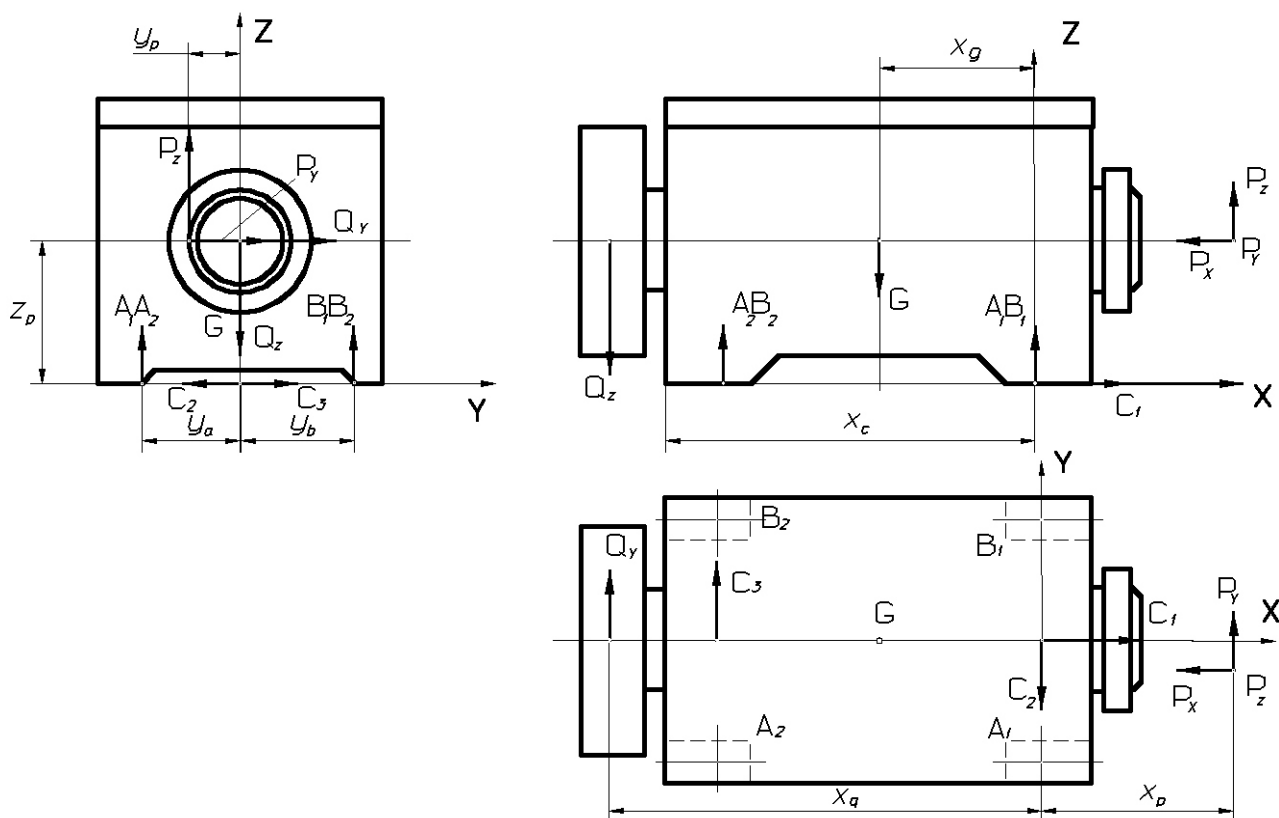


Рис. 14. Расчетная схема корпуса коробки скоростей

При составлении уравнений статики в качестве активно действующей нагрузки учитывают силы резания, натяжения ременной передачи и тяжести узла. Здесь крайне важно правильно установить величину, направление и координаты точки приложения сил.

Как правило, при выполнении вычислений наибольшие затруднения вызывает вопрос определения веса привода G_{Π} и координаты центра тяжести. Очевидно, что вес привода равен весу входящих в него элементов конструкции

$$G_{\Pi} = \sum_{j=1}^m G_j, \quad (18)$$

где G_j – вес отдельных элементов (собственно коробка скоростей, электродвигатель, шкив ременной передачи, оснастка, насос и другое), Н.

Вес отдельных элементов рассчитывают как

$$G_j = k_j \gamma_j W_j \quad (19)$$

где W_j – объем элемента, м^3 ; γ_j – удельный вес материала, Н/м^3 ; k_j – коэффициент заполнения формы, который в зависимости от функционального назначения и конструктивного исполнения элемента принимают в пределах $0,3 \dots 0,7$.

После определения этого параметра, например, для коробки скоростей центр тяжести располагают примерно в геометрическом центре элемента. Для покупных изделий вес устанавливают по каталогам или справочной литературе, поступая в отношении центра масс аналогичным образом. Тогда координаты центра тяжести привода, например, в направлении оси X находят по формуле

$$x_{\Pi} = \frac{\sum_{j=1}^m G_j x_j}{G_{\Pi}}, \quad (20)$$

где x_j – координата центра тяжести j -го элемента конструкции привода, м.

В том случае, когда система получается статически неопределимой, для выявления реакций опор приходится делать некоторые допущения. Например, считают, что момент внешних сил относительно одной из осей координат распределяется между опорными поверхностями пропорционально их размерам.

Существо расчета резьбовых соединений заключается в определении потребной силы затяжки каждого болта, выявлении наиболее нагруженного и проверке давления в стыках, в результате чего уточняют количество и размеры крепежных элементов, а также площадь базовых поверхностей. Полученные контактные давления служат основой для расчета упругих деформаций узла.

На базовой поверхности подвижных коробок скоростей отображают принятую форму направляющих скольжения или качения. Их конструкции стандартизованы. Тяговое устройство не разрабатывают, однако предлагают решение по его реализации. Если корпус коробки осуществляет только установочные перемещения, необходимо предусмотреть специальный механизм его зажима на время обработки деталей.

Направляющие скольжения рассчитывают по типовым методикам *на контактные давления и деформации*, а качения – *на контактную прочность и жесткость*. Получаемые при этом расчетные схемы во многом аналогичны приведенной выше.

Система управления

Программные и непрограммные системы управления (СУ) станками, несмотря на известные отличия, в общем случае содержат: задающий орган, собственно механизм управления, состоящий из передаточного устройства и исполнительного органа, а в необходимых случаях – элементы обратной связи и индикации.

Цепь управляющей команды в зависимости от степени автоматизации оборудования может быть реализована на базе различных видов энергии: механической, электрической, пневмогидравлической, но чаще всего их комбинаций. Это предполагает многообразие возможных решений. Задающий орган (рукоятка, кнопка, командоаппарат, система ЧПУ и другое) представляет собой начальное звено настройки параметров исполнительных движений. Его команды проходят по цепи механизма управления (передач шестерня-рейка или винт-гайка, двигатель, кулачковый механизм), и посредством исполнительного органа, являющегося конечным звеном (вилка, поворотный камень и т.п.), осуществляется управление объектом (зубчатое колесо, муфта, шкив).

На конструктивные варианты СУ сильно влияет также принятый способ переключения частот вращения шпинделя и осуществления его останова (торможения) и реверса. В ПГД применяют *два разных способа*:

- путем осевого смещения по валам зубчатых блоков и полумуфт, в результате чего они выходят из одного зацепления и включаются в другое;

- путем передачи крутящего момента зубчатым колесам, находящимся в постоянном зацеплении при помощи электромагнитных и гидравлических фрикционных муфт.

Первый способ получил наибольшее распространение в универсальных станках, хотя чаще способы используют комплексно. Реверсирование и торможение можно осуществить также электродвигателем.

Непрограммные СУ бывают с *ручным (РУ)* и *дистанционным (ДУ)* управлением. И каждую из них можно выполнить с применением индивидуальных, групповых и централизованных механизмов.

Таким образом, конструктивное исполнение СУ, т.е. совокупность элементов, устройств и механизмов, реализующих требуемую цепь команды управления, зависит от многих факторов. Поэтому при проектировании СУ следует проанализировать варианты альтернативных решений в рамках задания и выбрать наиболее рациональный.

При РУ подробной конструктивной проработке подлежат все звенья цепи управления: от задающего до исполнительного органа с максимальным использованием типовых устройств. РУ характерно тем, что рукоятки и кнопки располагаются непосредственно на корпусе коробки скоростей в удобной для обслуживания зоне. Причем их количество должно быть минимальным. ДУ подразумевает значительную удаленность зоны обслуживания от узла, поэтому задающие органы должны быть размещены вне привода (аналогично программному управлению — ПУ), например, на выносном пульте управления станком. В системах ДУ и ПУ разрабатывают конструкцию только собственно механизма управления.

Проектирование СУ выполняют поэтапно в такой последовательности. Количество объектов управления (ОУ) и перечень необходимых команд управления определяют на стадии формирования технического предложения. При эскизной компоновке узла в первую очередь решают вопрос о месте панели управления на корпусе коробки в соответствии с эргономическими требованиями и выделяют зоны под размещение передаточных механизмов и исполнительных органов СУ с учетом положения ОУ, обеспечивая кратчайшую длину цепей управления. Затем ищут конструктивные решения этих цепей и разрабатывают схему управления приводом.

При наличии в схеме *механических связей* (рис. 15) производят *кинематический расчет цепей* по методике [30]. Его цель – увязка перемещений 3О и ИО, т.е. определение геометрических параметров элементов СУ: длин рычагов и углов поворота, передаточных отношений передач, диаметров кулачков, ходов подвижных блоков и другое.

Предварительную конструктивную проработку элементов СУ осуществляют в упрощенном виде, решая одновременно вопросы их взаимной стыковки.

В кинематических группах, состоящих из двух подвижных блоков, обязательно предусматривают блокировочные устройства.

Фрикционные муфты подбирают по номинальному крутящему моменту, обращая особое внимание на соответствие их размеров посадочным диаметрам валов и габаритам присоединяемых зубчатых колес. В СУ, построенных с использованием электрических и гидравлических устройств, продумывают вопросы размещения соответствующей аппаратуры: датчиков, конечных выключателей и другой. При этом необходимо иметь в виду, что большинство элементов современных СУ унифицированы.

Компоновка СУ служит базой для составления расчетной схемы (рис. 16) и выполнения проверочных *силовых расчетов*.

Основной расчет сводится к определению усилий на 3О и сравнению их с допустимыми. При этом КПД цепи управления в зависимости от её сложности принимают

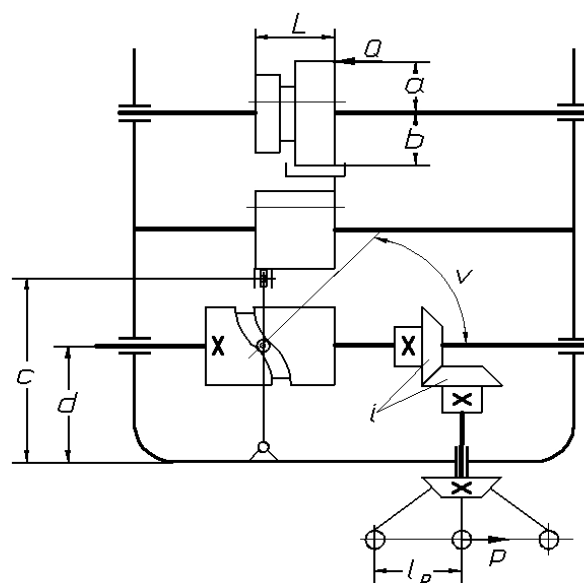


Рис. 15. Кинематическая схема системы управления

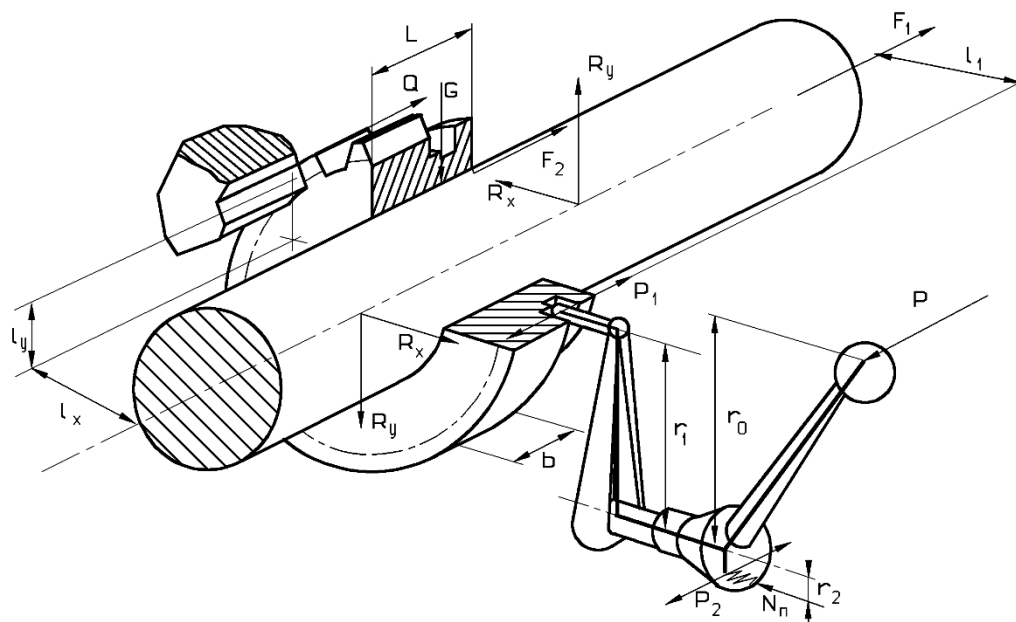


Рис. 16. Расчетная схема системы управления

в пределах 0,75...0,95, а необходимые осевые усилия для переключения подвижных блоков в первом приближении – 20...30 Н. Кроме того, при вертикальной компоновке привода осуществляют проверку на надежность фиксации блоков и рукояток, а при внецентровом приложении внешних нагрузок на подвижные детали – на отсутствие заземляющего эффекта. На заключительной стадии проектирования все элементы СУ подлежат полной конструктивной проработке.

Система смазывания

В практике станкостроения применяют *системы смазывания индивидуального и централизованного типа*. Первые обеспечивают смазку элементов и механизмов только одного узла, т.е. они автономны. Во втором случае ее осуществляют от единой системы станка.

Приступая к разработке системы, прежде всего выявляют точки смазывания, а затем выбирают наиболее рациональные материал и способ его подачи к трущимся поверхностям.

Подшипники качения смазывают пластичным и жидким материалом зубчатые передачи и муфты – только жидким.

Одним из основных критериев выбора способа смазывания опор является параметр *их быстроходности*. Консистентную смазку обычно используют, когда по условиям работы специального охлаждения опор не требуется (при окружных скоростях до 4,5 м/с), при вертикальной компоновке привода и в ШУ, изолированных от зубчатых колес. К ее основным достоинствам можно отнести хорошую смазывающую способность, высокие защитные свойства от коррозии, экономичность и другие, а к недостаткам - плохую охлаждающую способность и потребность в тщательном уходе: периодическом осмотре опор, пополнении и смене материала. Жидкие смазочные материалы позволяют организовать замкнутые системы проточного типа. Последние реализуются на базе многих известных способов: циркуляционного, впрыскиванием, капельного (по фитилю или через дозатор), постоянным или периодическим масляным туманом. Несмотря на довольно значительный иногда расход материала и возможность утечек (что диктует потребность установки защитных и уплотнительных устройств), жидкие смазки, кроме создания достаточно надежного эффекта смазывания, хорошо отводят теплоту, уносят продукты износа и практичны в эксплуатации.

В связи с повышенными требованиями особое внимание следует уделять вопросу смазки опор ШУ, предусматривая в необходимых случаях *независимую от других элементов привода систему*.

Зубчатые передачи и муфты смазывают *способом поливания: под давлением и без него* (через резервуар с отверстиями, помещенный в верхней части корпуса коробки) и крайне редко *разбрызгиванием* (при окружных скоростях шестерен от 1 до 6 м/с).

Таким образом, имеется достаточно большое количество вариантов практической реализации системы смазывания привода. Их необходимо проанализировать и выбрать оптимальный, по возможности избегая применения разных марок масел.

Как автономные, так и централизованные системы обеспечивают принудительный характер движения жидкости: после очистки (фильтрации) она вновь подается к смазочным точкам. Первый тип систем, как правило, включает насос, фильтры, распределитель, трубопроводы, маслоуказатель, пробку для слива жидкости, уплотнения и защитные шайбы, а при необходимости и другие устройства: клапаны давления, дозаторы, обратные клапаны, манометры, теплообменник. Конструкция централизованных систем значительно упрощается за счет сокращения номенклатуры гидроаппаратуры.

Проработку конструкции смазочной системы начинают с составления *принципиальной гидравлической схемы*, которую помещают в записку. Пример ее оформления показан на рис. 17.

После этого на основе уравнения теплового баланса определяют потребный расход масла для смазывания всех точек привода. По нему находят производительность насоса, на основе которой подбирают всю аппаратуру в соответствии с разработанной схемой и рассчитывают объем резервуара для масла. Вязкость и марку смазочного материала устанавливают по рекомендациям.

На чертеже привода в целях упрощения разводку трубопроводов от масло-распределителя к смазочным точкам не показывают. В централизованных системах следует предусмотреть элементы для подвода и отвода жидкости, а также устройства для контроля поступления ее в корпус коробки скоростей.

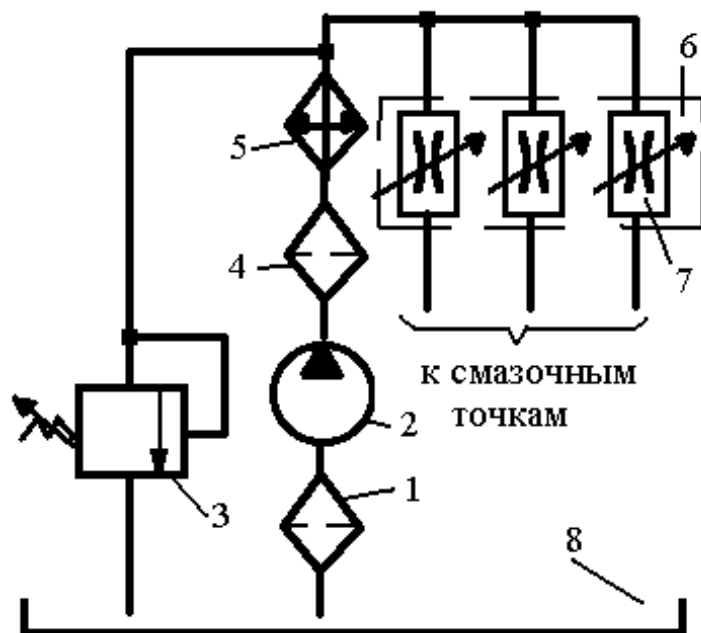


Рис. 17. Гидравлическая схема смазочной системы:

1, 4 – фильтры; 2 – насос; 3 – клапан давления; 5 – маслоохладитель; 6 – маслораспределитель; 7 – дроссель; 8 – резервуар

Компоновка привода

Очевидно, что поиск решения данной задачи нужно вести, основываясь на ранее разработанной концепции привода, включавшей, в том числе и вопрос его *предварительной компоновки*. При компоновке привода, кроме обеспечения его работоспособности, решают и ряд других задач. К основным из них можно отнести: технологичность изготовления корпуса, сборки и обслуживания привода; компактное заполнение пространства коробки деталями; пропорциональность размеров; эстетичность и другие. В результате компоновки уточняют внешний вид привода и место положения электродвигателя, решают вопросы размещения органов управления и устройств контроля смазки на корпусе и другое.

Как правило, компоновку осуществляют в такой последовательности: строят *продольную и поперечную компоновочную схемы*, определяют, ориентировочно контуры коробки, вписывают в отведенные места элементы смазочной системы и механизмы управления, вносят необходимые коррективы, выполняют проверочные расчеты деталей, уточняют принятые конструктивные решения и приступают к окончательной доработке чертежа, включая построение внешнего вида привода. Разумеется, что это лишь примерный план, тогда как в действительности приходится неоднократно возвращаться на том или ином этапе к ранее принятым и, казалось бы, оптимальным техническим решениям. Поэтому необходимо тщательно продумывать все решения и предвидеть их возможные последствия.

Разработку чертежа общего вида привода начинают с построения продольной компоновочной схемы – продольного разреза (развертки) с упрощенным изображением входящих в него деталей (рис. 18). На развертке осевые линии всех валов лежат в одной

плоскости, т.е. она фактически представляет собой конструктивное отображение кинематической схемы привода. Сначала наносят межосевые расстояния передач, затем диаметры валов под приводными шестернями и размещают на них зубчатые колеса, муфты, шкивы, подшипники. Все элементы вычерчивают упрощенно: показывают только контуры деталей, допускается рассматривать их прозрачными, штриховые линии можно не наносить. Размерным параметром, подлежащим оптимизации, здесь обычно является длина корпуса коробки. Ее получают в результате компактного расположения на валах связанных с ними деталей. Однако возможны варианты, когда этот размер лимитирован либо оптимальным межопорным расстоянием ШУ, либо рамками общей компоновки станка. Тогда задача сводится к вписыванию всех механизмов в требуемые осевые габариты, для чего приходится уменьшать осевые размеры элементов, применяя известные способы, например, разделение блоков колес на составные части, рациональное их конструирование и другие.

Параллельно, еще до конца не выполнив продольную, приступают к построению поперечной компоновочной схемы. Она отображает поперечный разрез (свертку) привода, т.е. реальное положение валов в пространстве. В принципе этих разрезов должно быть столько, сколько необходимо для полного понимания конструкции привода. Но на данном этапе в целях упрощения можно выполнять наложенные сечения. Комплексный подход к разработке схем необходим для исключения ошибок, чтобы все конструктивные решения были увязаны. При этом стремятся минимизировать площадь, занимаемую передачами, так как она во многом определяет два других размера коробки: ширину и высоту. Однако следует помнить, что минимизация параметров свертки может привести к ухудшению условий обеспечения развертки и наоборот.

Построение поперечного разреза ведут с учетом компоновки станка в такой примерно последовательности: намечают базовую плоскость, привязывают к ней ось шпинделя, принимают решение по варианту размещения валов и определяют положение панели управления по отношению к опорной стороне корпуса и оси шпинделя.

Если ось шпинделя параллельна базовой поверхности стенки корпуса, то на поперечном разрезе привода ее намечают на таком удалении, чтобы имелась возможность выдержать основной размерный параметр станка. При анализе вариантов расположения валов в пространстве рассматривают целесообразность применения одной из трёх возможных схем: ломаная линия, соединяющая центры валов, имеет форму "змейки" или "скобы" либо валы размещают в одну линию. Последний вариант характерен для вертикальной компоновки, когда опорная поверхность перпендикулярна оси шпинделя (как правило, сверлильные и фрезерные станки). При свертывании намечают положение панели управления, смещая валы с подвижными блоками колес по возможности ближе к ней. Кроме того, следует обратить внимание на положение приводной по отношению к шпинделю шестерни, поскольку от этого зависят величина прогиба его переднего конца и нагрузка на опоры, а также на местонахождение входного вала при фланцевом креплении электродвигателя, смещая его к задней стенке корпуса. По окончании этой работы прочерчивают контур корпуса, оставляя пространство для вспомогательных устройств.

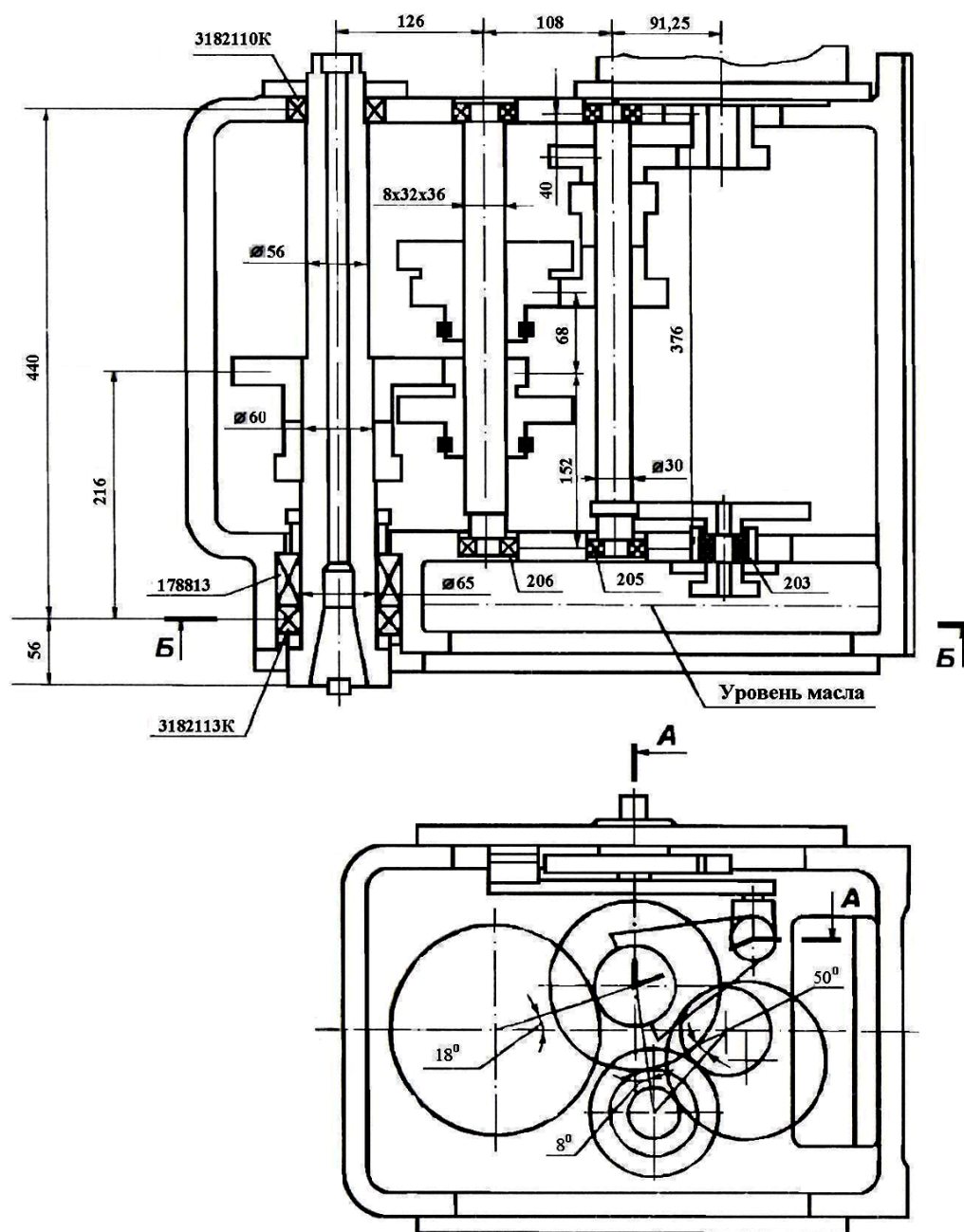


Рис. 18. Компоновочные схемы привода

Затем осуществляют конструктивную проработку в схемном виде устройств смазывания и механизмов управления одновременно на продольном и поперечных разрезах (рис. 18, 19). Как правило, это приводит к потребности уточнения контура корпуса. При назначении зазора между внутренней стенкой корпуса и внешними поверхностями вращающихся деталей придерживаются рекомендаций, приведенных в работах [11, 30].

По итогам компоновочных решений на схемах проставляют все необходимые для расчетов размеры. И только после выполнения проверочных расчетов приступают к окончательной доработке конструкции привода.

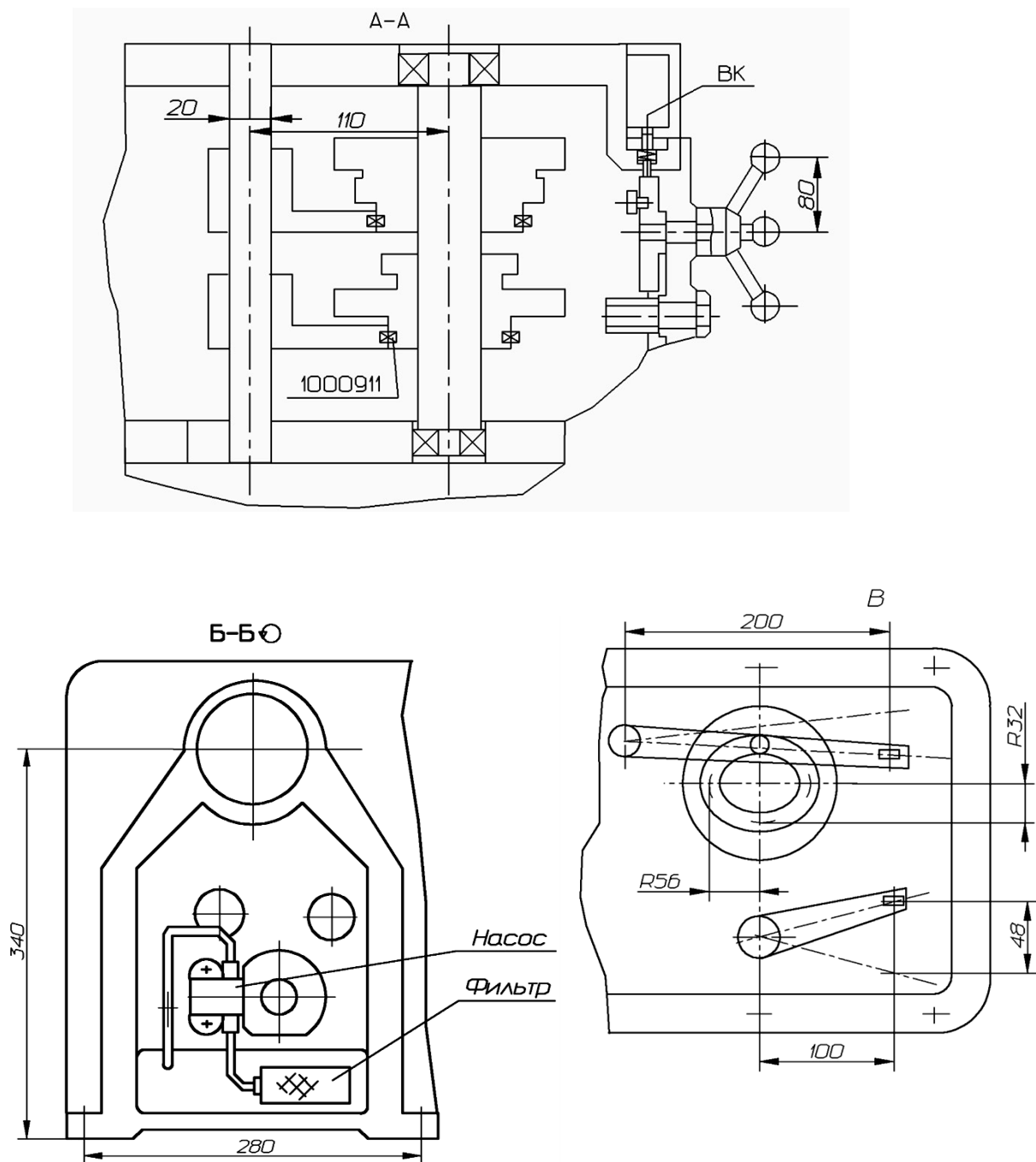


Рис. 19. Компоновочные схемы систем управления и смазки

Расчетно-пояснительная записка

Оформление записки в целом должно соответствовать требованиям ЕСКД (ГОСТ 2.105), но с учетом специфики учебного проекта.

Текст излагается на одной стороне белой писчей бумаги формата А4 (210x297). Он может быть написан от руки четким и разборчивым почерком черными, синими или фиолетовыми чернилами (порядка 28...30 строк на странице) или выполняться печатным способом через полтора интервала шрифтом Times New Roman с высотой букв, цифр и других знаков не менее 1,8 мм (кегель не менее 12). От кромки листа до границ текста оставляют поля: слева - 30 мм, справа - 10 мм, сверху и снизу - 20 мм.

Страницы пояснительной записки нумеруют только после того, как работа полностью скомпонована и в нее внесены необходимые исправления. Применяют сквозная нумерация страниц, включая список использованных источников и приложения. Номер проставляют арабскими цифрами в центре нижней части листа без точки. Титульный лист и задание на проектирование являются соответственно первой и второй страницами. На них номера не проставляют. Если в записке содержатся рисунки и таблицы, вынесенные на отдельные страницы (даже когда они располагаются на листе формата А3 – 297х420 мм), то их включают в общую нумерацию как одну страницу.

На основе структуры основной части ее содержание разбивают на разделы, подразделы и пункты, которые должны иметь порядковые номера. Разделы нумеруются в пределах всей записки арабскими цифрами без точки. Введение, список использованных источников и приложения не нумеруются. Подразделы (а также их более мелкие части – пункты) нумеруются арабскими цифрами в пределах каждого раздела (или подраздела) двумя (или тремя) цифрами, разделенными точкой. В конце номера подраздела (пункта) точка не ставится, например 1.1, 1.2 (соответственно 1.1.1, 1.1.2).

Наименования (заголовки) разделов, подразделов и пунктов рекомендуется формулировать как можно более краткими. Заголовок раздела печатают или пишут с абзачным отступом прописными буквами, а подразделов и пунктов – строчными (кроме заглавной) без точки в конце, не подчеркивая. Если заголовок состоит из двух предложений, то их разделяют точкой. Переносы слов не допускаются. Расстояние между заголовком и последующим текстом должно быть не менее 15 мм, а между заголовками раздела, подраздела и пункта – 10 мм. Не допускается помещать заголовки отдельно от текста: на странице, где он приводится, размещается не менее двух строк. Расстояние между заголовком и предыдущим текстом – 15...20 мм. При этом каждый раздел целесообразно начинать с новой страницы.

Все принципиальные решения обязательно подкрепляют иллюстрациями, которым относятся схемы, эскизы, диаграммы, графики, фотографии и прочее. Любой вид иллюстраций именуют рисунками, которые могут располагаться как по тексту работы, так и в конце ее, в приложении. Иллюстрации подлежат нумерации, а в случае необходимости им присваивают и наименование. Иногда их также снабжают поясняющей надписью (подрисуночным текстом). В этой надписи, в частности, производится расшифровка составных частей изделия, которые обозначены на схемах арабскими цифрами в виде позиций. Номер рисунка состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой. Пример обозначения: "Рисунок 2.1 – Расчетная схема шпинделя". Иллюстрациям каждого приложения записки присваивают отдельную нумерацию арабскими цифрами с добавлением перед ними обозначения приложения, например – "Рисунок А.3". Слово "рисунок" и его наименование располагают после подрисуночной надписи иллюстрации по середине строки. При малом количестве рисунков можно вводить их сквозную нумерацию. Иллюстрации изображают в записке непосредственно после текста, в котором они упоминаются впервые, либо на следующей странице и размещают так, чтобы их было удобно рассматривать без поворота работы или с разворотом по часовой стрелке. Рисунки выполняют черной пастой или посредством компьютерной печати, в том числе цветной, в произвольном масштабе. Основные требования – наглядность, выразительность, ясность. При оформлении графических зависимостей надписи, обозначающие отложенные по осям координат параметры, располагают строкой параллельно оси. Масштабные цифры, нанесенные на оси, ставят вне контура. В надписи указывают название отложенной величины, а на уровне концов осей проставляют обозначение величины и ее размерность. Наименования, приводимые в тексте и на иллюстрациях, должны быть идентичны. При ссылках на иллюстрации следует писать так – "...в соответствии с рисунком 3.4". В том случае, когда описывается конструкция и принцип действия сложного механизма, в тексте записки допускается делать ссылку на графическую часть проекта с указанием номера листа и позиций

деталей.

Цифровой материал в тексте записки представляют в виде таблиц. Нумерация таблиц – арабскими цифрами в пределах раздела. Номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенных точкой, например "Таблица 1.2". Таблицы каждого приложения обозначают отдельной нумерацией арабскими цифрами с добавлением перед цифрой обозначения приложения, например "Таблица В.1". Слово "Таблица" пишут с прописной буквы без сокращений в левом верхнем углу над таблицей без знака "№" и без абзацного отступа. Ее название следует помещать в одной строке со словом "Таблица" через тире. Заголовок таблицы пишут с прописной буквы в единственном числе, не подчеркивая. Заголовки строк и граф пишут с прописной буквы, а подзаголовки – со строчной, если они составляют одно предложение с заголовком. Подзаголовки, имеющие самостоятельное значение, пишут с прописной буквы. В конце заголовков и подзаголовков знаки препинания не ставят. Если строки или графы выходят за формат листа, таблицы делят на части, которые обычно переносят на другие страницы или помещают на одном листе рядом, или одну над другой. При переносе таблицы с большим количеством строк и граф над ней помещают слова "Продолжение таблицы" с указанием ее номера. Таблицы, как и иллюстрации, располагают так, чтобы их можно было читать без поворота или с поворотом по часовой стрелке. Графу "№" не включают. Таблицу размещают после первого упоминания о ней в тексте или на следующей странице. В ней должны быть указаны единицы измерения всех параметров. Если в таблице повторяющийся текст состоит из одного слова, его допускается заменять кавычками, если из двух и более слов, то при первом повторении его заменяют словами "То же", а далее кавычками. При ссылке в тексте следует писать слово "таблица" с указанием ее номера. Размер шрифта допускается применять меньший, чем в тексте.

Формулы нумеруют аналогично иллюстрациям. Номер помещают на правой стороне листа в круглых скобках, например: (5.7). Выше и ниже каждой формулы оставляют не менее одной свободной строки. После формулы записывают перечень всех символов и числовых коэффициентов с расшифровкой их значения и указанием размерности. Начинают расшифровку с запятой после формулы и слова "где" с новой строки. Затем записывают символ, ставят знак "тире", приводят текст расшифровки символа и его размерность с запятой между ними. Значение каждого символа дают с новой строки в той последовательности, в которой они приведены в формуле. При малом количестве уравнений можно вводить их сквозную нумерацию. Ссылки на формулу делают по типу: "В уравнении (3. 5)..."

При выполнении расчетов на ЭВМ в записку после необходимых схем в обязательном порядке помещают распечатку с исходными данными и результатами вычислений.

В тексте записки не допускается сокращать слова, кроме общепринятых, и обозначений единиц измерения, когда их употребляют без цифр; использовать математические знаки "больше", "меньше" и т.п., а также знаки номера и процента.

Список использованных источников приводится автором в конце пояснительной записки перед приложением. Заголовок списка размещают симметрично тексту прописными буквами. Сведения об источниках оформляют в соответствии с правилами библиографического описания на основе требований ГОСТ 7.1. Их нумеруют арабскими цифрами без точки, пишут (печатают) с абзацного отступа и располагают в списке в следующей последовательности: сначала нормативно-техническая документация, а далее все остальные источники в порядке появления ссылок в тексте записки. Последние следует приводить в квадратных скобках.

Приложения служат для выделения вспомогательного материала, который загромождает основной текст. Их располагают в порядке появления ссылок в тексте основных разделов. Каждое приложение начинают с новой страницы с записью посередине страницы сверху слова "Приложение" и его обозначения. Для обозначения используют заглавные буквы русского алфавита, начиная с А, за исключением букв Е, З, И, О, Ч, Ъ, Ы

и Ь. Если в работе только одно приложение, оно записывается так – "Приложение А". Каждое приложение должно иметь тематический заголовок, располагаемый симметрично относительно текста с прописной буквы отдельной строкой.

Графическая часть

Разработку общей концепции оборудования осуществляют в виде технического предложения. Графическая часть здесь представляется на уровне схемных решений и другого иллюстративного материала, оформленных в соответствии с правилами ГОСТ 2.118.

5. Перечень вопросов к защите курсового проекта (работы)

1. Основные показатели качества металлообрабатывающего оборудования.
2. Показатели качества, характеризующие производительность станков. Факторы, влияющие на производительность.
3. Показатели качества, характеризующие надежность станков.
4. Показатели качества, характеризующие безотказность и долговечность станков. Основные пути повышения надежности.
5. Факторы, влияющие на температурные деформации шпиндельных узлов (ШУ). Основные пути повышения теплостойкости ШУ.
6. Энергетический баланс привода главного движения (ПГД) станков.
7. Причины возникновения геометрических погрешностей станков и пути их уменьшения.
8. Причины возникновения кинематических погрешностей и пути их снижения.
9. Жесткость станочных систем и пути ее повышения.
10. Структура КПД привода главного движения станков и пути его повышения.
11. Показатели качества, характеризующие гибкость станочных систем.
12. Факторы, определяющие виброустойчивость ШУ, и пути повышения устойчивости ШУ к внешним воздействиям.
13. Пути повышения технологичности конструкций.
14. Структура погрешностей (ошибок) станочного оборудования и причины их появления.
15. Суть графоаналитического метода расчета передаточных отношений передач привода на примере нормальной множительной структуры.
16. Требования, предъявляемые к шпиндельным узлам (ШУ).
17. Материалы, методы и способы упрочнения ШУ.
18. Способы смазывания опор ШУ и валов. Критерии применения.
19. Выборка зазоров и создание натяга в опорах ШУ. Общие положения.
20. Конструктивные варианты выборки зазоров и создания натяга в опорах ШУ.
21. Область применения и принцип работы гидростатических опор (на примере радиальных опор), достоинства и недостатки.
22. Область применения и принцип работы упорных гидростатических подшипников, достоинства и недостатки.
23. Факторы, определяющие несущую способность и жесткость гидростатических опор.
24. Область применения и принцип работы гидродинамических подшипников, достоинства и недостатки.
25. Факторы, определяющие несущую способность и жесткость гидродинамических опор.
26. Область применения и принцип работы аэростатических опор. Факторы, определяющие несущую способность и жесткость опор.

27. Достоинства и недостатки активных магнитных опор, область применения.
28. Методики расчёта радиальной и осевой точности вращения ШУ.
29. Методики расчёта радиальной и осевой жесткости ШУ.
30. Специфика расчёта и конструирования зубчатых колес, валов и опор в станкостроении.
31. Структуры привода подач.
32. Геометрическая форма направляющих скольжения, достоинства и недостатки.
33. Материал направляющих смешанного трения.
34. Защитные устройства направляющих смешанного трения.
35. Сущность методики расчёта направляющих смешанного трения на износостойкость.
36. Сущность методики расчёта направляющих смешанного трения на жесткость.
37. Дать сравнительную оценку направляющим скольжения и качения.
38. Классификация направляющих качения по характеру движения тел качения, достоинства и недостатки.
39. Способы создания натяга в направляющих качения.
40. Материал направляющих качения. Устройства защиты и смазывания.
41. Методика расчёта направляющих качения на контактную прочность.
42. Методика расчёта направляющих качения на жесткость.
43. Конструктивные особенности комбинированных направляющих. Область применения.
44. Область применения и принцип действия гидродинамических направляющих. Факторы, определяющие несущую способность направляющих.
45. Область применения и принцип действия гидростатических направляющих. Факторы, определяющие жесткость направляющих.
46. Геометрическая форма направляющих кругового движения. Достоинства и недостатки.
47. Требования, предъявляемые к тяговым устройствам привода подач.
48. Достоинства и недостатки передачи винт-гайка скольжения.
49. Способы регулировки передачи винт-гайка скольжения.
50. Характерные особенности передачи винт-гайка качения.
51. Способы решения проблемы фрикционных автоколебаний в приводе подач.
52. Термодинамический привод.
53. Магнитострикционный привод.
54. Упруго-силовой привод.
55. Способы смазывания зубчатых передач и муфт. Достоинства и недостатки.
56. Методика расчета и подбор аппаратуры системы смазывания привода главного движения.
57. Конструктивные особенности систем с ручным управлением. Достоинства и недостатки.
58. Конструктивные особенности систем управления на базе электромагнитных и гидравлических фрикционных муфт. Достоинства и недостатки.
59. Специфика проектирования корпусов коробок скоростей и подач.
60. Требования, предъявляемые к элементам несущей системы станка, их конструктивные формы и материалы.