

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Кафедра «Техническая механика»

В.Б. Порошин, А.В.Худяков

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ.
**ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ
И ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ
ПРИВОДА МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Челябинск
Издательский центр ЮУрГУ
2019

Порошин В.Б., Худяков А.В. Детали машин и основы конструирования. Определение нагруженности и оценка работоспособности привода механического оборудования непрерывного действия: учебное пособие — Челябинск, Изд. центр ЮУрГУ, 2018 — 100 с.

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению «Прикладная механика» и изучающих в рамках академического бакалавриата дисциплину «Детали машин и основы конструирования» с выполнением соответствующего курсового проекта.

В ходе проектирования выполняется синтез кинематической схемы плоского рычажного механизма с одной степенью свободы, производится его кинематический и силовой анализ, в результате чего определяется функция нагруженности привода в течение одного технологического цикла. Последняя используется при выборе соответствующего передаточного устройства — механического редуктора.

Учитывая ограниченное время, отводимое рабочими планами большинства специальностей на курсовое проектирование, в пособии рассмотрен вариант выбора одного из выпускаемых промышленностью цилиндрических одноступенчатых редукторов и дальнейшая оценка работоспособности его основных элементов (зубчатой передачи, валов, подшипников и др.). Кроме того, подбираются необходимые крепежные изделия и соединительные муфты; предусмотрен также расчет, отличный от типового, одной из деталей машинного агрегата по указанию преподавателя.

Ил. 53, табл. 44, прил.4, список литературы – 11 назв.

Одобрено методической комиссией Аэрокосмического факультета

Рецензенты Иванов И.А., Подойников В.Г.

© Издательский центр ЮУрГУ, 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ.....	6
2. СОДЕРЖАНИЕ И ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ РАСЧЕТНО- ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ	24
3. СИНТЕЗ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ПЛОСКОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА	29
4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА	31
5. СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА	37
5.1 Определение момента движущих сил	37
5.2 Определение статического момента $M_{ст}$	38
5.3 Определение динамического момента $M_{дин}$	40
5.4 Определение суммарного M_{Σ} момента движущих сил	44
6. ВЫБОР РЕДУКТОРА	46
6.1 Определение коэффициента режима работы $k_{реж}$	49
6.2 Проверка консольных нагрузок	52
6.2 Проверка отсутствия перегрева	53
7. РАСЧЕТ ТИХОДНОГО ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ	55
7.1 Определение усилий, действующих на вал	56
7.2 Определение геометрических параметров расчетной схемы вала ..	57
7.3 Проектировочный расчет вала по критерию статической прочности	60
7.4 Проектировочный расчет шпоночного соединения	65
7.5 Поверочный расчет вала по критерию усталостной прочности.	68
8. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ПРОЧНОСТЬ	75
8.1 Определение ресурса передачи и базовых характеристик усталостной прочности	79
8.2 Определение допускаемых напряжений $[\sigma_H]$ при циклическом контактном и $[\sigma_F]$ при циклическом изгибающем воздействиях	80
8.3 Расчет активной поверхности зубьев на контактную прочность ...	82
8.4 Расчет зубьев колеса на прочность при изгибе	86
9. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ ТИХОХОДНОГО ВАЛА НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ	87
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	94

ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Основные надписи (штампы)	95
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Образец титульного листа	96
ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69)	97
ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Соединения зубчатые прямобочные (ГОСТ 1139-58)	98

ВВЕДЕНИЕ

В курсе «Детали машин и основы конструирования» особая роль отводится курсовому проектированию. По существу, это первая работа инженерного характера, при выполнении которой будущий конструктор проходит все основные этапы разработки реальной машины, начиная с синтеза и анализа механизма, выбора передаточного устройства и заканчивая составлением сборочного чертежа привода, рабочего чертежа одной из его деталей и другой документации. Работа над проектом предполагает активное и целенаправленное применение знаний и навыков, полученных при изучении не только технической механики, но и математики, физики, теоретической механики, сопротивления материалов, теории технических измерений, инженерной графики и др.; использование учебной, справочной и нормативно-технической литературы, а также оформление результатов своей работы в соответствии с действующими нормативными документами. Защита курсового проекта помогает научиться формулировать постановку задачи, лаконично излагать путь ее решения, выделяя при этом базовые положения и используемые методы, анализировать полученные результаты, делать выводы по работе. Приобретенный при этом опыт несомненно будет полезен при курсовом и дипломном проектировании по специальным дисциплинам.

Целью данного курсового проектирования является разработка привода — одноступенчатого цилиндрического косозубого редуктора — одного из плоских рычажных механизмов с одной с одной степенью свободы. На основе этих механизмов строится механическая часть различного вида насосов, компрессоров, металлообрабатывающего оборудования и сельскохозяйственных машин, приводов транспортеров и конвейеров и т.д.

Первая часть посвящена определению базовой для проектирования или выбора редуктора характеристики — его нагруженности. Для этого необходимо выполнить синтез кинематической схемы механизма, его кинематический анализ, по результатам которого находят закон изменения движущего усилия в течение одного технологического цикла, обеспечивающий заданный закон движения ведущего звена и изменения усилия на рабочем органе. Полученные данные далее используются при выборе привода спроектированного механизма.

Во второй части пособия изложены методы проверки работоспособности основных элементов выбранного редуктора: зубчатой передачи, тихоходного (наиболее нагруженного) вала, подшипников, шпонок. Кроме того, подбираются необходимые крепежные изделия и соединительные муфты с соответствующей оценкой работоспособности.

Представленный в пособии материал содержит краткие теоретические

сведения (те, на которые следует обратить особое внимание, отмечены символом ) , рекомендуемые расчетные зависимости и основные справочные данные; для обозначения выбора одного элемента из списка в тексте используются фигурные скобки — {...}; векторы набраны полужирным шрифтом — \bar{a} , \bar{V}_A , их модули — $|\bar{a}|$, $|\bar{V}_A|$, значок □ подразумевает наличие конкретного числа или номера литературного источника, таблицы и т.д. Учебный материал расположен в соответствии с последовательностью выполнения проекта и предваряется заданием на курсовое проектирование, набором исходных данных и требованиями к содержанию и оформлению расчетно-пояснительной записки. В Приложениях 1, 2 приведены образцы основных надписей для первой и последующей страниц текстового документа, чертежей, а также титульного листа. Приложение 3 представляет ряд нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69; Приложение 4 — Соединения зубчатые (шлицевые) прямобоочные по ГОСТ 1139-58.

1. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

По заданным геометрическим, весовым и эксплуатационным параметрам (рис.1...32, табл.1...16) разработать привод одного из рычажных механизмов с одной степенью свободы: пресс-автомата с плавающим ползуном, водяного насоса, поршневого насоса, нефтяного насоса, поршневого насоса с двойной кулисой, строгального станка, шагового транспортера, инерционного конвейера, пресс-автомата для холодного выдавливания, толкателя заготовок, валковой жатки, технологического толкателя заготовок, загрузчика шихты — одноступенчатый цилиндрический косозубый редуктор.

С этой целью выполнить синтез механизма и его кинематический анализ, по результатам которого определить функцию изменения момента движущих сил с учетом коэффициента полезного действия механизма в течение одного технологического цикла. Результаты кинематического и силового анализа представить в виде презентации.

На основе полученной характеристики нагруженности привода подобрать соответствующий редуктор, найти основные параметры зубчатого зацепления и произвести проверочный расчет его на прочность по критериям контактной выносливости и усталости при переменном изгибе. Спроектировать тихоходный вал редуктора. Исходя из проектировочного расчета на прочность определить основные параметры шпоночного или

шлицевого соединения колеса с валом. Выполнить проверочный расчет последнего по критерию усталостной прочности с учетом конструктивных и технологических факторов, а также формы циклов нормального и касательного напряжений. Произвести проверочный расчет выбранных подшипников качения на долговечность. По указанию преподавателя выполнить расчет одной из деталей механизма, подобрать муфту, соединяющую ось кривошипа с тихоходным валом редуктора, и сделать расчет на прочность ее основных элементов.

По результатам проектирования выполнить сборочный чертеж редуктора и рабочий чертеж одной из его деталей.

В таблицах и на рисунках приняты следующие обозначения:

l_i — длина i -го звена; G_i — вес i -го звена; D — диаметр поршня;

F — усилие, приложенное к рабочему органу; p — давление;

S_{\max} — ход (полное перемещение) рабочего органа;

n_1 — частота вращения кривошипа;

$n_{\text{дв}}$ — номинальная частота вращения вала электродвигателя.

1. ПРИВОД ПРЕСС-АВТОМАТА С ПЛАВАЮЩИМ ПОЛЗУНОМ

Таблица 1

Значения эксплуатационных и весовых параметров к проектированию пресс-автомата с плавающим ползуном

Вариант	G_2 , кН	G_3 , кН	G_4 , кН	G_5 , кН	F_{max} , кН	S_{max} , мм	n_1 , об/мин	$n_{дв}$, об/мин
1	1,5	0,5	0,6	1,0	4	60	180	480
2	2,0	0,6	0,8	1,2	5	80	160	720
3	2,5	0,8	1,0	1,5	6	100	140	720
4	3,0	1,0	1,2	2,0	8	120	220	1440

Примечание: $l_2 = (4...6)S_{max}$; $l_5 = (2...4)S_{max}$; $l_{BC} = l_{AB}$.

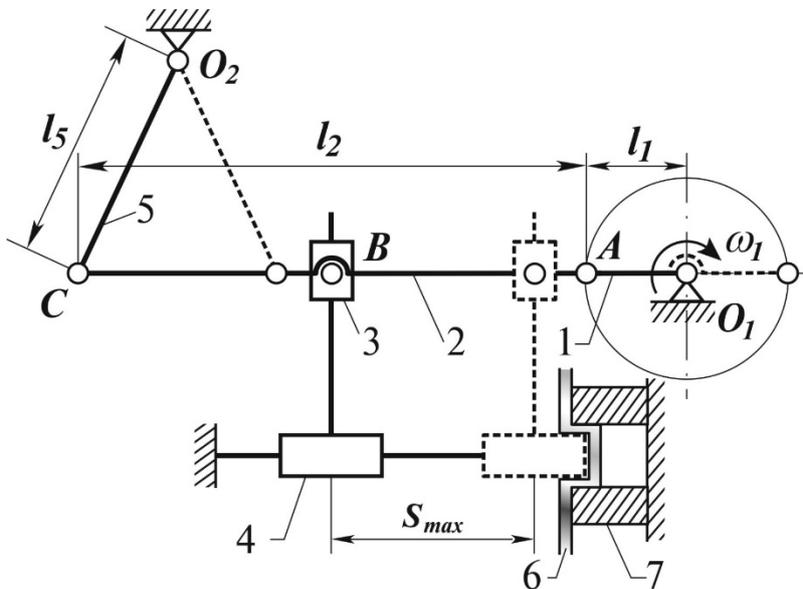
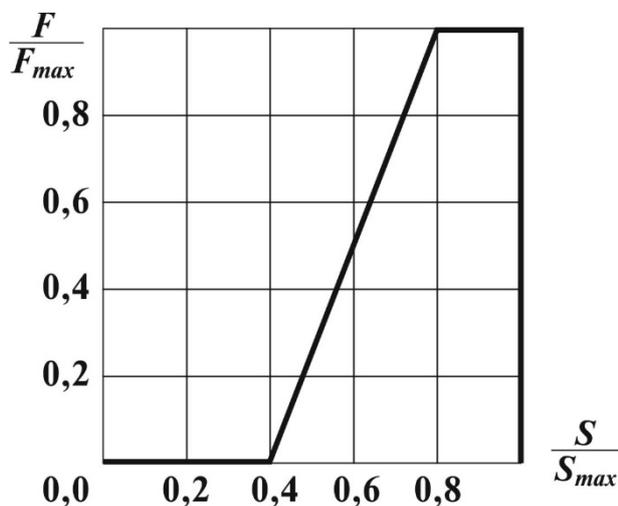


Рис. 1. Кинематическая схема пресс-автомата:

- 1 – кривошип;
- 2 – шатун;
- 3 – ползун;
- 4 – пуансон;
- 5 – кулиса;
- 6 – штампуемая лента;
- 7 – матрица



Механизм обеспечивает движение ползуна 3 по эллиптической траектории. Штампуемый материал (металлическая лента) подается между пуансоном 4 и матрицей 7.

Рис. 2. Изменение усилия штамповки в зависимости от перемещения пуансона

2. ПРИВОД ВОДЯНОГО НАСОСА

Одноцилиндровый поршневой насос предназначен для перекачивания жидкостей относительно небольшой вязкости.

Таблица 2

Значения эксплуатационных и весовых параметров к проектированию водяного насоса

Вариант	G_2 , Н	G_{34} , Н	P_{max} , МПа	D , м	S_{max} , м	n_1 , об/мин	$n_{дв}$, об/мин
1	100	100	0,5	0,05	0,10	440	1440
2	120	110	0,4	0,06	0,12	350	720
3	110	110	0,4	0,08	0,15	360	1440
4	140	120	0,5	0,09	0,18	230	1440

Примечание: $l_4 = S_{max}$; $l_3 = 0,65 l_4$; $l_2 = (3...4) l_1$; $l_{O_2E} = l_4 + 0,03$ м.

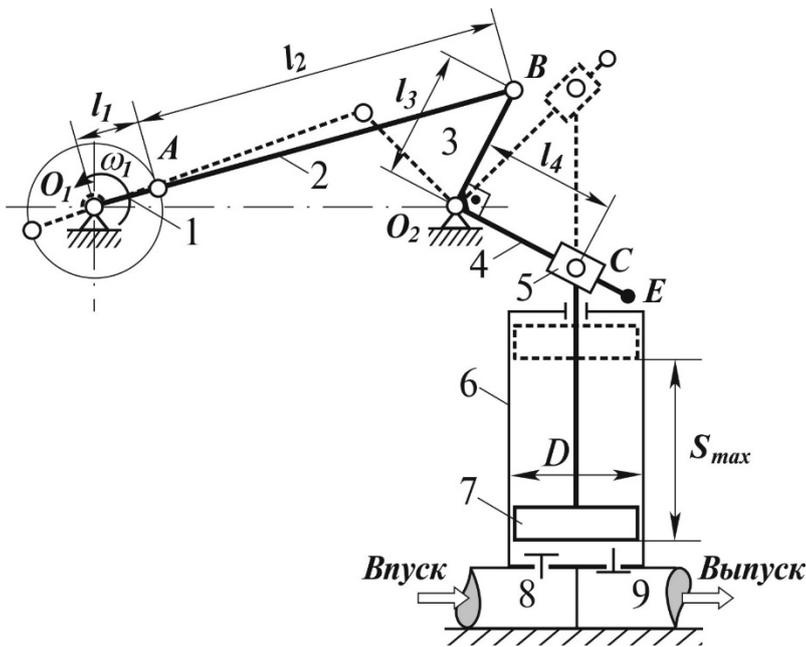


Рис. 3. Кинематическая схема водяного насоса:

- 1 – кривошип;
- 2 – шатун;
- 3,4 – двойная кулиса;
- 5 – ползун;
- 6 – цилиндр;
- 7 – поршень;
- 8 – впускной клапан;
- 9 – выпускной клапан

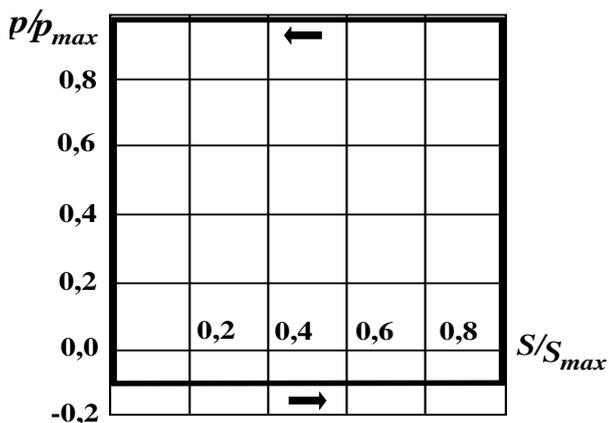


Рис. 4. Изменение давления в цилиндре в зависимости от хода поршня

3. ПРИВОД ПОРШНЕВОГО НАСОСА

Одноцилиндровый поршневой насос служит для перекачивания жидкостей.

Таблица 3

Значения эксплуатационных и весовых параметров к проектированию поршневого насоса

Вариант	G_2 , Н	G_{34} , Н	p_{max} , МПа	D , м	S_{max} , м	n_1 , об/мин	$n_{дв}$, об/мин
1	120	180	0,4	0,10	0,14	280	480
2	100	150	0,5	0,08	0,12	280	720
3	180	250	0,5	0,10	0,16	350	1440
4	150	200	0,4	0,08	0,18	220	1440

Примечание: $l_4 = 1,5S_{max}$; $l_3 = l_4$; $l_2 = (3...4) l_1$; $l_{O_2E} = l_4 + 0,03$ м.

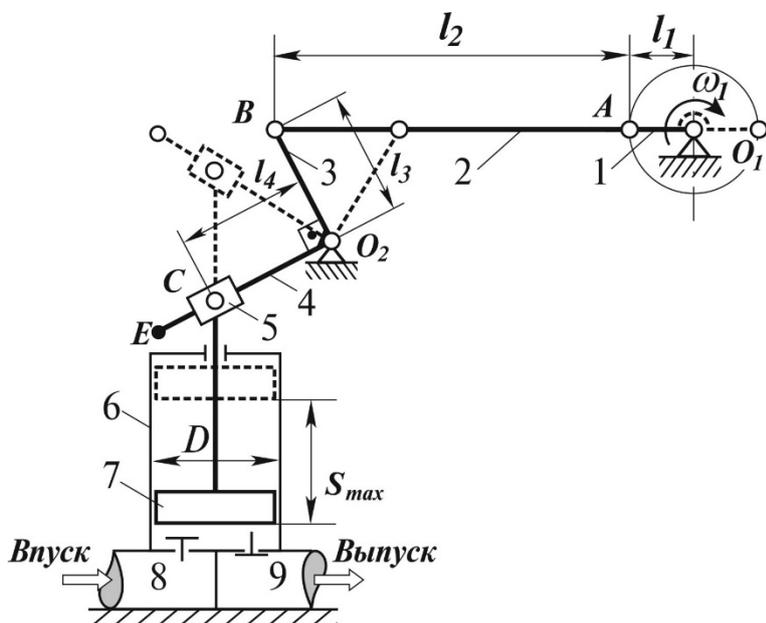


Рис. 5. Кинематическая схема поршневого насоса:

- 1 – кривошип;
- 2 – шатун;
- 3,4 – двойная кулиса;
- 5 – ползун;
- 6 – цилиндр;
- 7 – поршень;
- 8 – впускной клапан;
- 9 – выпускной клапан

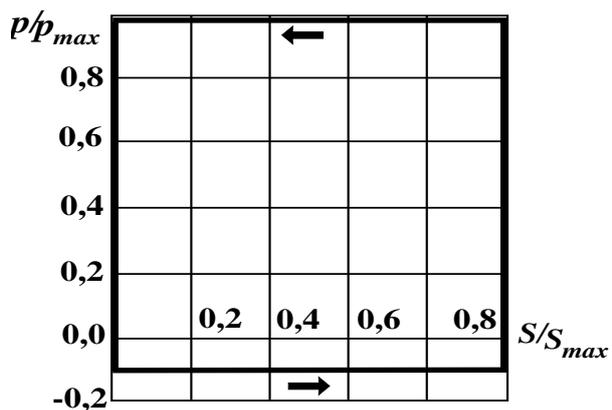


Рис. 6. Изменение давления в цилиндре в зависимости от хода поршня

4. ПРИВОД НЕФТЯНОГО НАСОСА

Одноцилиндровый нефтяной насос предназначен для перекачивания вязких жидкостей.

Таблица 4

Значения эксплуатационных и весовых параметров к проектированию нефтяного насоса

Вариант	G_2 , Н	G_{34} , Н	G_7 , Н	p_{max} , МПа	D , м	S_{max} , м	n_1 , об/мин	$n_{дв}$, об/мин
1	100	150	50	0,5	0,08	0,15	240	720
2	140	180	70	0,4	0,10	0,18	200	480
3	160	200	80	0,4	0,12	0,20	180	480
4	200	250	100	0,3	0,14	0,25	220	1440

Примечание: $l_4 = 2S_{max}$; $l_3 = 0,5 l_4$; $l_2 = (3...4) l_1$; $l_{O_2E} = l_4 + 0,03$ м.

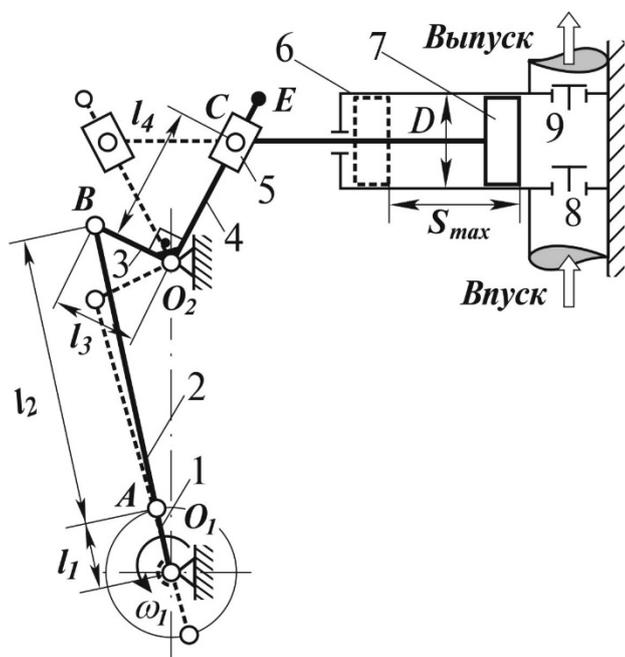


Рис. 7. Кинематическая схема нефтяного насоса:

- 1 – кривошип;
- 2 – шатун;
- 3,4 – двойная кулиса;
- 5 – ползун;
- 6 – цилиндр;
- 7 – поршень;
- 8 – впускной клапан;
- 9 – выпускной клапан

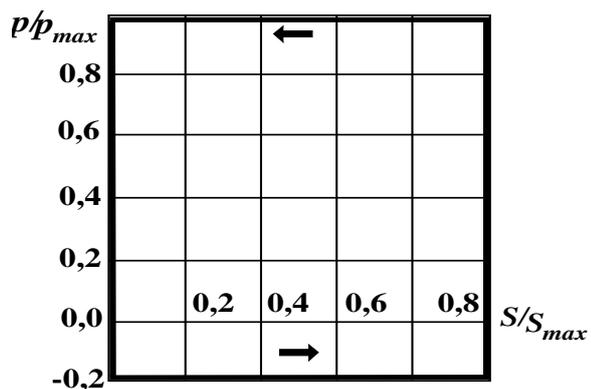


Рис. 8. Изменение давления в цилиндре в зависимости от хода поршня

5. ПРИВОД ПОРШНЕВОГО НАСОСА С ДВОЙНОЙ КАЧАЮЩЕЙ КУЛИСой

Одноцилиндровый поршневой насос с двойной качающей кулисой служит для перекачивания жидкостей.

Таблица 5

Значения эксплуатационных и весовых параметров к проектированию поршневого насоса с двойной качающей кулисой

Вариант	G_{2-3} , Н	G_7 , Н	p_{\max} , МПа	D , м	S_{\max} , м	n_1 , об/мин	$n_{\text{дв}}$, об/мин
1	450	400	0,5	0,10	0,25	380	950
2	500	450	0,5	0,12	0,26	380	720
3	550	500	0,45	0,14	0,28	470	950
4	600	550	0,40	0,15	0,30	290	1440

Примечание: $l_3 = (2...4)S_{\max}$; $l_2 = (1,2...1,6) l_3$; $l_{O_2C} = l_{O_1O_2} + l_1 + 0,03$ м;
 $l_{O_2E} = l_3 + 0,03$ м.

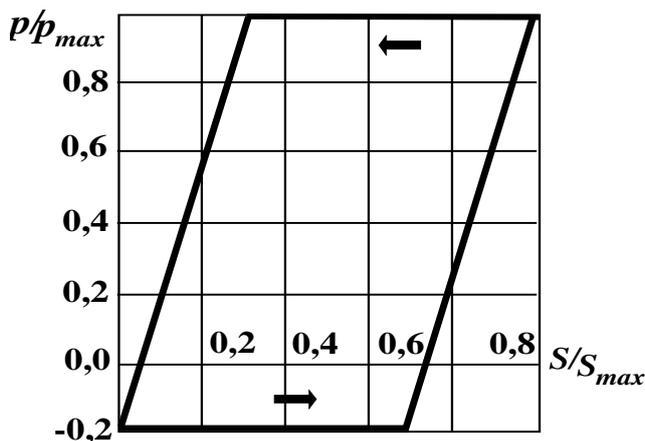
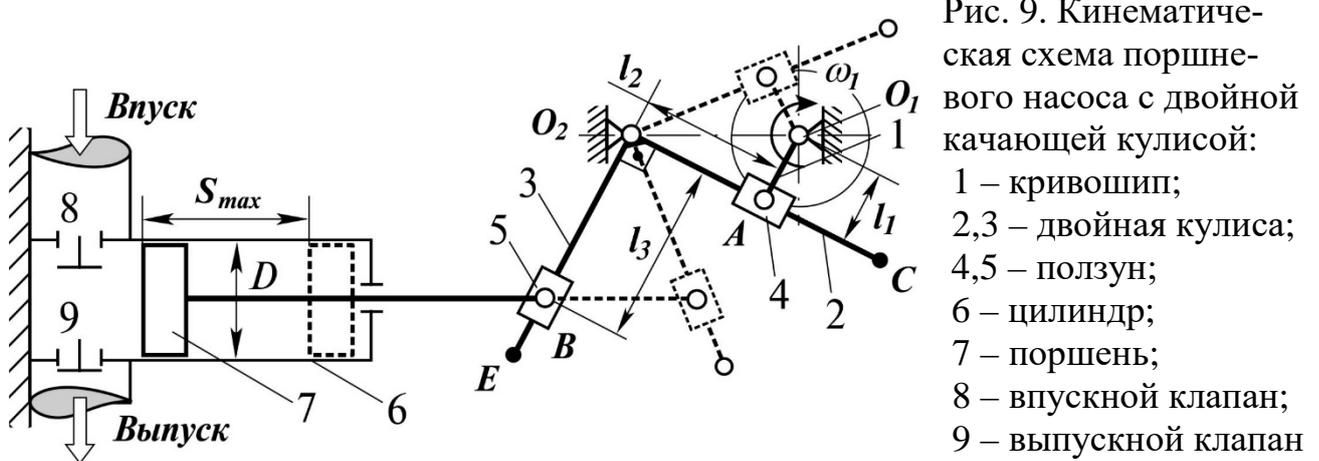


Рис. 10. Изменение давления в цилиндре в зависимости от перемещения поршня

6. ПРИВОД ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Поршневой компрессор предназначен для получения сжатого воздуха.

Таблица 6

Значения эксплуатационных и весовых параметров к проектированию поршневого компрессора

Вариант	G_3 , Н	G_4 , Н	G_6 , Н	p_{max} , МПа	D , м	S_{max} , м	n_1 , об/мин	$n_{дв}$, об/мин
1	40	60	40	0,40	0,05	0,10	580	1440
2	30	80	50	0,50	0,06	0,14	480	1440
3	30	90	90	0,45	0,08	0,16	460	1440
4	40	60	60	0,35	0,07	0,20	290	720

Примечание: $l_4 = (3...4) l_1$; $a = 0,5 l_1$.

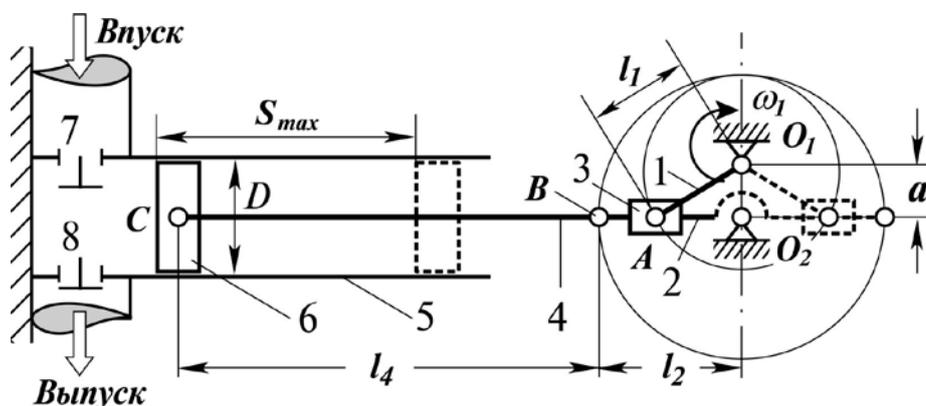


Рис. 11. Кинематическая схема поршневого компрессора:

- 1 – кривошип привода;
- 2 – кривошип;
- 3 – ползун;
- 4 – шатун;
- 5 – цилиндр;
- 6 – поршень;
- 7 – впускной клапан;
- 9 – выпускной клапан

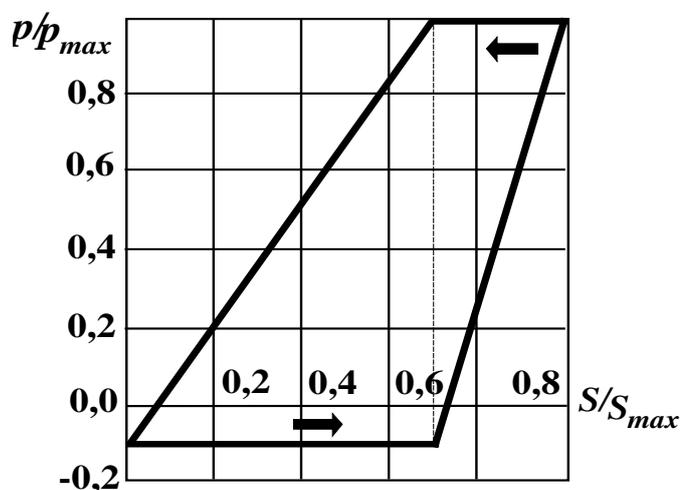


Рис. 12. Изменение давления в цилиндре в зависимости от перемещения поршня

7. ПРИВОД ПРОДОЛЬНО-СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА

Продольно-строгальный станок предназначен для механической обработки плоских поверхностей строганием.

Таблица 7

Значения эксплуатационных и весовых параметров к проектированию продольно-строгального станка

Вариант	G_2 , Н	G_3 , Н	G_5 , Н	$F_{рез}$, кН	S_{max} , м	n_1 , об/мин	$n_{дв}$, об/мин
1	50	200	400	1500	0,8	140	480
2	80	300	450	1800	1,0	150	720
3	100	400	500	2000	1,2	120	480
4	120	450	550	2500	1,4	80	480

Примечание: $l_3 = (2...3) S_{max}$; $l_{O_1O_2} = (0,5...0,7) l_3$.

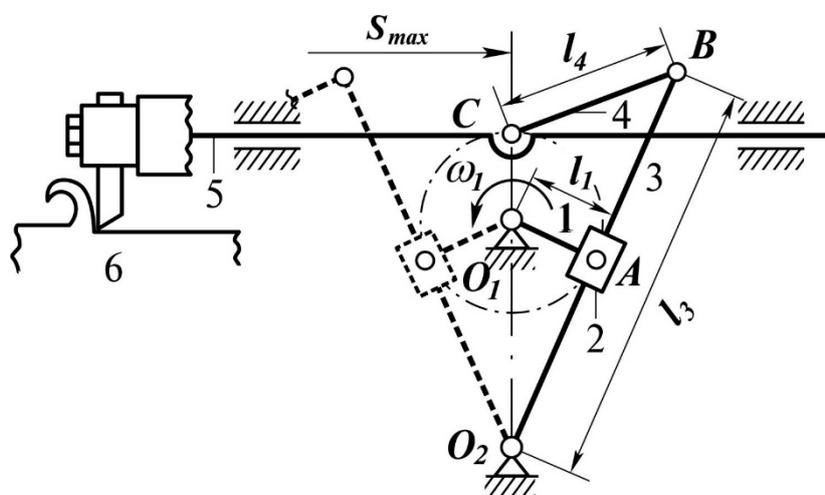


Рис. 13. Кинематическая схема продольно-строгального станка:

- 1 – кривошип;
- 2 – ползун;
- 3 – кулиса;
- 4 – шатун;
- 5 – штанга с резцовой головкой;
- 6 – обрабатываемая деталь

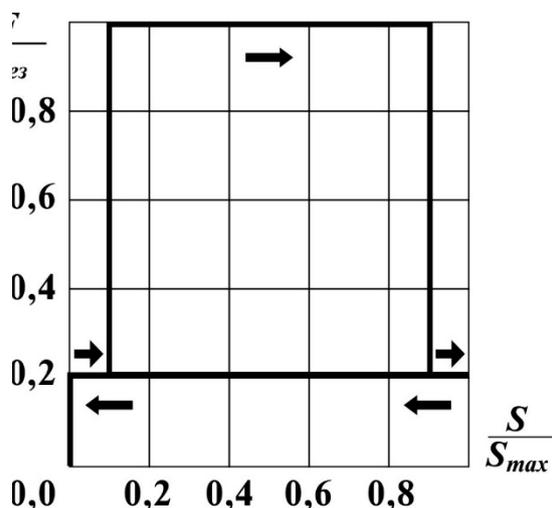


Рис. 14. Изменение силы сопротивления на резце в зависимости от перемещения резцовой головки

8. ПРИВОД ПОПЕРЕЧНО-СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА

Поперечно-строгальный станок предназначен для механической обработки плоских поверхностей строганием.

Таблица 8

Значения эксплуатационных и весовых параметров к проектированию поперечно-строгального станка

Вариант	G_2 , Н	G_3 , Н	G_5 , Н	$F_{рез}$, кН	S_{max} , м	n_1 , об/мин	$n_{дв}$, об/мин
1	200	280	600	1,0	0,14	200	680
2	250	320	650	1,2	0,16	190	680
3	300	380	700	1,3	0,18	215	680
4	350	400	750	1,5	0,22	220	1440

Примечание: $l_3 = 2S_{max}$; $l_{O_2B} = 0,7 l_3$; $l_2 = (3...4) l_1$; $l_{O_2E} = l_3 + 0,03$ м.

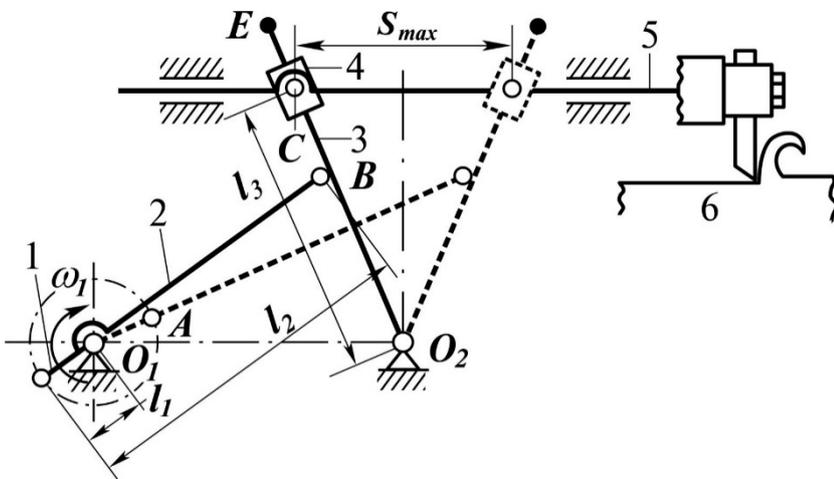


Рис. 15. Кинематическая схема продольно-строгального станка:

- 1 – кривошип;
- 2 – ползун;
- 3 – кулиса;
- 4 – шатун;
- 5 – штанга с резцовой головкой;
- 6 – обрабатываемая деталь

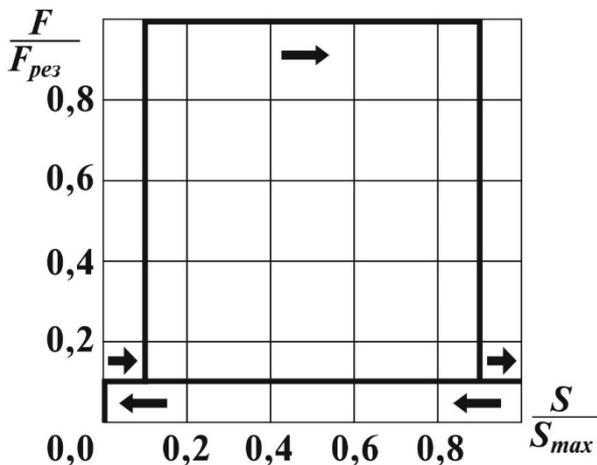


Рис. 16. Изменение силы сопротивления на резце в зависимости от перемещения резцовой головки

9. ПРИВОД ШАГОВОГО ТРАНСПОРТЕРА АВТОМАТИЧЕСКОЙ ЛИНИИ

Шаговый транспортер автоматической линии предназначен для прерывистого перемещения деталей с одной позиции на другую. При рабочем ходе штанга 5 захватывает и перемещает ленту транспортера на расстояние H .

Таблица 9

Значения эксплуатационных и весовых параметров к проектированию
шагового транспортера

Вариант	$G_2,$ Н	$G_3,$ Н	$G_4,$ Н	$G_5,$ кН	$F_{\max},$ кН	$H,$ м	$n_1,$ об/мин	$n_{\text{дв}},$ об/мин
1	500	40	50	1,0	1,0	0,8	60	250
2	600	50	70	1,2	1,2	1,0	80	250
3	650	40	60	1,3	1,4	1,1	100	320
4	750	60	95	1,5	1,6	1,2	90	480

Примечание: $l_2 = (2...4)H$; $l_{O_2A} = 0,5 l_2$.

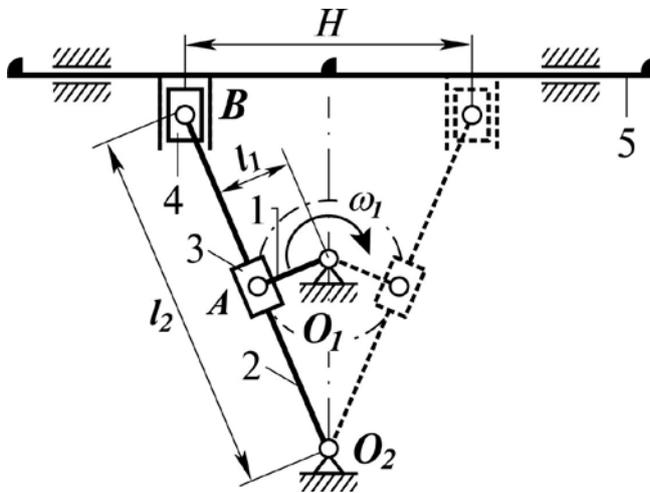


Рис. 17. Кинематическая схема шагового транспортера:

- 1 – кривошип;
- 2 – кулиса;
- 3, 4 – ползун;
- 5 – штанга захвата транспортерной ленты

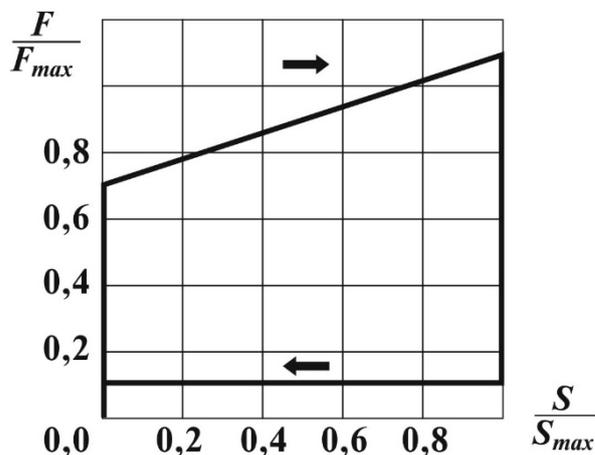


Рис. 18. Изменение силы сопротивления на захвате в зависимости от перемещения штанги

10. ПРИВОД ИНЕРЦИОННОГО КОНВЕЙЕРА

Инерционный конвейер предназначен для прерывистого перемещения сыпучего материала весом G_M на расстояние 50...100 м.

Таблица 10

Значения эксплуатационных и весовых параметров к проектированию инерционного конвейера

Вариант	G_2 , Н	G_3 , Н	G_5 , кН	F_H , кН	F_M , кН	S_{max} , м	n_1 , об/мин	$n_{дв}$, об/мин
1	150	100	4,5	0,8	3,5	0,30	120	480
2	200	120	5,0	1,0	4,0	0,25	150	480
3	250	140	6,0	1,2	4,3	0,30	180	450
4	300	200	8,0	1,5	4,5	0,35	200	1440

Примечание: $l_2 = (2...4) l_1$; $l_3 = (2...3) S_{max}$; $l_{O_2B} = (0,5...0,7) l_3$; $G_M = 2G_5$.

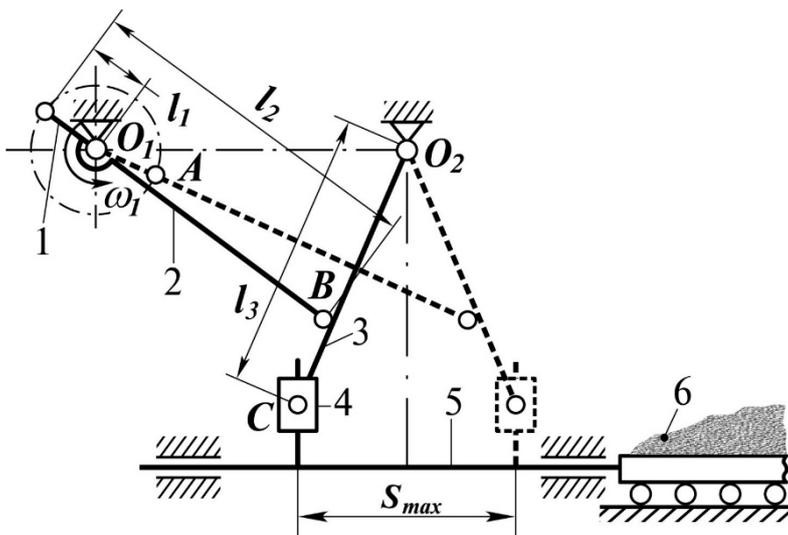


Рис. 19. Кинематическая схема инерционного конвейера:

- 1 – кривошип;
- 2 – шатун;
- 3 – кулиса;
- 4 – ползун;
- 5 – штанга;
- 6 – материал

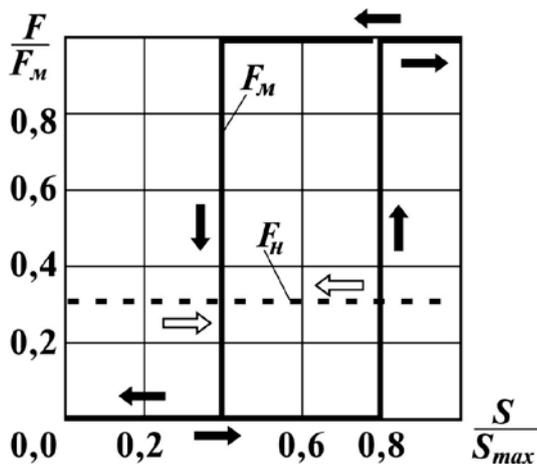


Рис. 20. Изменение силы сопротивления на захвате в зависимости от перемещения штанги (F_M — сила трения в паре «материал–лоток»; F_H — сила трения в направляющих)

11. ПРИВОД ТОЛКАТЕЛЯ ЗАГОТОВОК

Толкатель заготовок предназначен для подачи подлежащих термической обработке деталей по рольгангу в печь.

Таблица 11

Значения эксплуатационных и весовых параметров к проектированию толкателя заготовок

Вариант	G_2 , Н	G_3 , Н	G_4 , Н	G_5 , Н	G_D , Н	$F_{сопр}$, кН	S_{max} , м	n_1 , об/мин	$n_{дв}$, об/мин
1	150	100	80	350	300	1,0	0,50	60	240
2	180	150	100	400	400	1,2	0,45	70	220
3	240	180	120	450	500	1,5	0,40	80	250
4	280	210	140	400	350	1,8	0,50	150	720

Примечание: $l_2 = (2...4) l_1$; $l_3 = (2...3) S_{max}$; $l_{O_2B} = (0,5) l_3$.

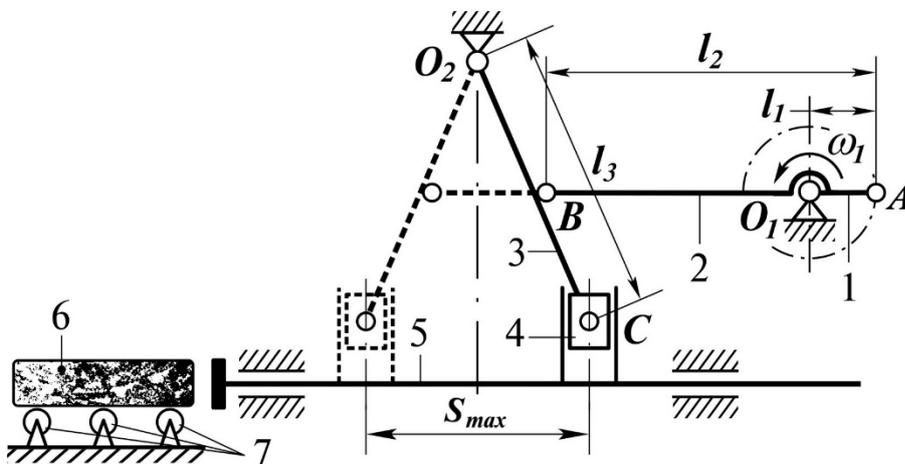


Рис. 21. Кинематическая схема толкателя заготовок:

- 1 – кривошип;
- 2 – шатун;
- 3 – кулиса;
- 4 – ползун;
- 5 – штанга;
- 6 – деталь;
- 7 – рольганг

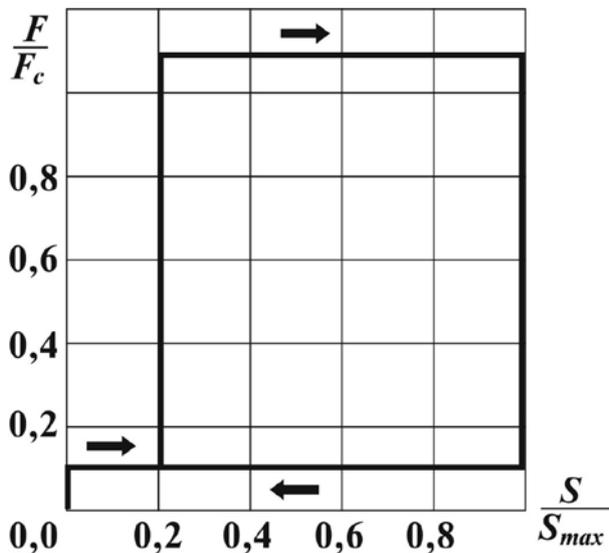


Рис. 22. Изменение силы сопротивления на толкателе в зависимости от перемещения штанги

12. ПРИВОД ПРЕСС-АВТОМАТА ДЛЯ ХОЛОДНОГО ВЫДАВЛИВАНИЯ

Пресс-автомат предназначен для изготовления изделий путем давления из металлической ленты без ее нагрева.

Таблица 12

Значения эксплуатационных и весовых параметров к проектированию пресс-автомата для холодного выдавливания

Вариант	G_2 , Н	G_3 , Н	G_5 , кН	F_{max} , кН	S_{max} , м	n_1 , об/мин	$n_{дв}$, об/мин
1	400	500	2,0	30	0,08	210	720
2	500	600	2,5	38	0,10	165	520
3	600	700	3,5	45	0,15	200	1440
4	700	800	4,0	50	0,12	180	720

Примечание: $l_2 = (2...3) l_1$; $l_3 = l_4 = 4 l_1$; $l_1 = S_{max}$; $G_4 = G_3$.

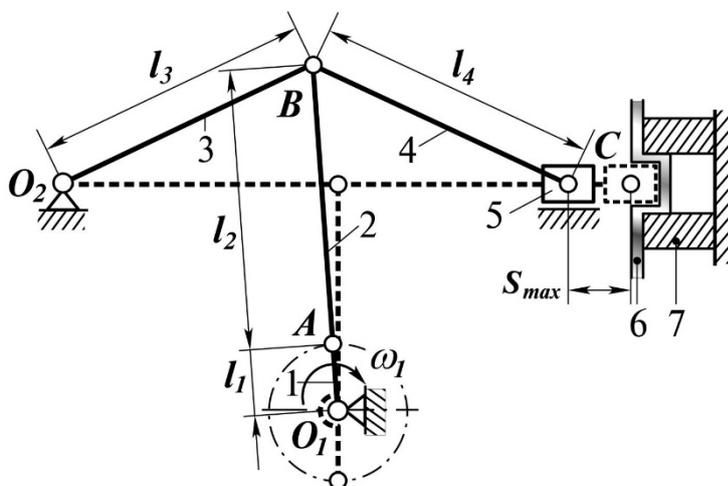


Рис. 23. Кинематическая схема пресс-автомата:

- 1 – кривошип;
- 2 – шатун;
- 3 – кулиса;
- 4 – шатун пуансона;
- 5 – пуансон;
- 6 – заготовка (лента);
- 7 – матрица

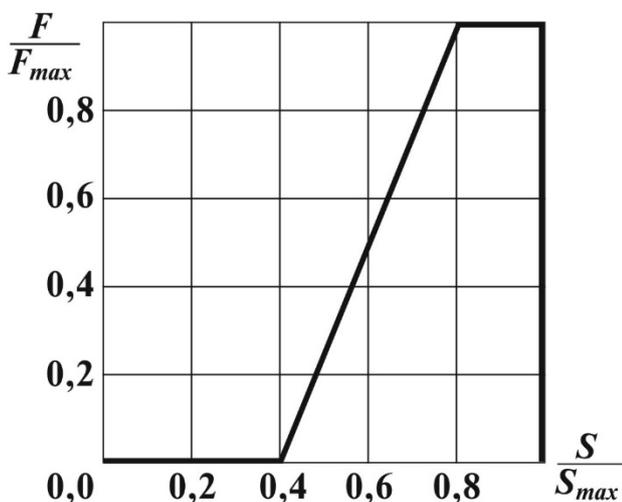


Рис. 24. Изменение усилия выдавливания в зависимости от перемещения пуансона

13. ПРИВОД ПРЕСС-АВТОМАТА ВЕРТИКАЛЬНОЙ ШТАМПОВКИ

Пресс-автомат предназначен для штамповки изделий из металлической ленты без нагрева. Лента подается между пуансоном 3 и матрицей 4.

Таблица 13

Значения эксплуатационных и весовых параметров к проектированию пресс-автомата вертикальной штамповки

Вариант	G_2 , кН	G_3 , кН	G_4 , кН	G_5 , кН	F_{max} , кН	S_{max} , м	n_1 , об/мин	$n_{дв}$, об/мин
1	1,8	0,8	1,0	1,3	4,0	50	230	480
2	2,2	1,0	1,2	1,5	5,0	70	360	580
3	3,0	1,2	1,5	1,8	6,0	60	285	720
4	4,0	1,5	1,8	2,0	7,0	80	230	1440

Примечание: $l_2 = (2...4)S_{max}$; $l_5 = (4...6)S_{max}$; $l_{BC} = l_{AB}$.

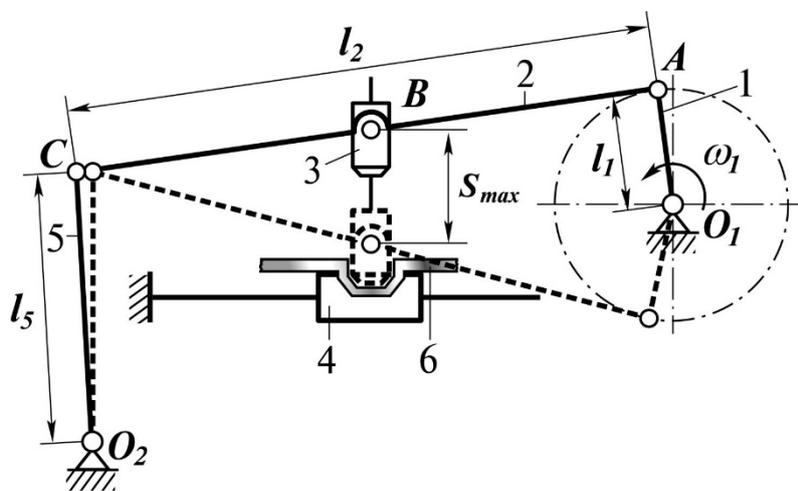


Рис. 25. Кинематическая схема пресс-автомата:

- 1 – кривошип;
- 2 – шатун;
- 3 – пуансон;
- 4 – матрица;
- 5 – кулиса;
- 6 – заготовка (лента)

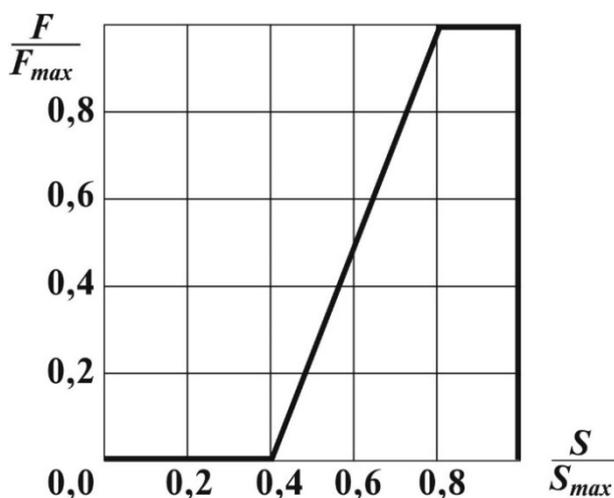


Рис. 26. Изменение усилия штамповки в зависимости от перемещения пуансона

14. ПРИВОД ВАЛКОВОЙ ЖАТКИ

Валковая жатка предназначена для скашивания зерновых культур и зеленой массы для производства кормов.

Таблица 14

Значения эксплуатационных и весовых параметров к проектированию валковой жатки

Вариант	G_2 , Н	G_3 , Н	G_4 , Н	G_5 , Н	F_{max} , Н	S_{max} , м	L , м	n_1 , об/мин	$n_{дв}$, об/мин
1	80	400	120	150	450	0,3	0,5	80	250
2	100	500	150	180	500	0,2	0,6	60	240
3	120	550	180	200	550	0,1	0,6	70	280
4	140	600	200	220	600	0,4	0,7	100	720

Примечание: $l_{O_2D} = L + l_1 + 0,03$ м; $l_4 = l_{O_2B}$.

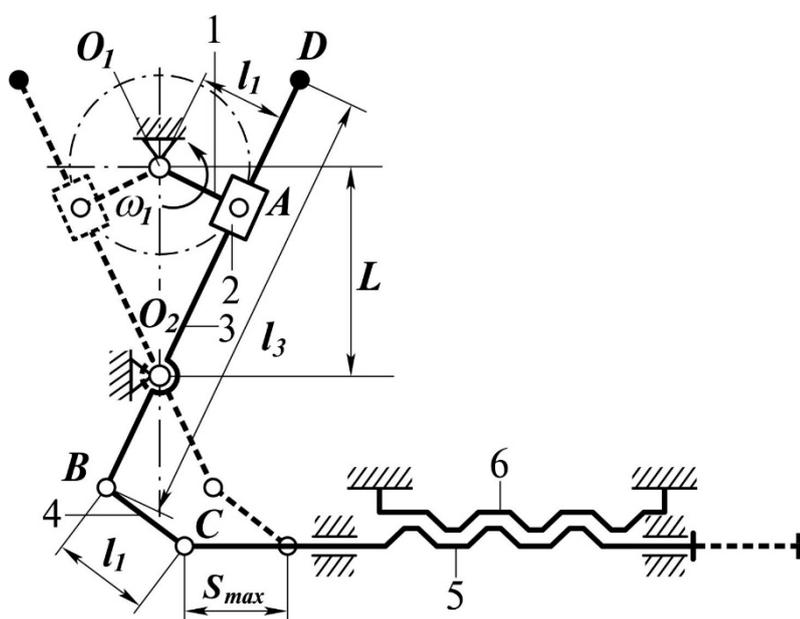
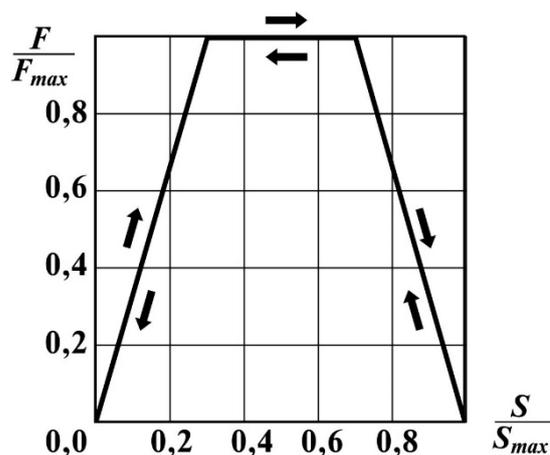


Рис. 27. Кинематическая схема валковой жатки:

- 1 – кривошип;
- 2 – ползун;
- 3 – двухплечее коромысло;
- 4 – тяга;
- 5 – подвижные ножи;
- 6 – неподвижные ножи

Рис. 28. Изменение усилия срезания в зависимости от перемещения ножей



15. ПРИВОД ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ТОЛКАТЕЛЯ ЗАГОТОВОК

Технологический толкатель заготовок служит для сбора и перемещения заготовок. Каждый из n параллельно установленных с шагом $0,6 \frac{S_{\max}}{n}$ рольгангов по-дает свою заготовку к толкателю, который перемещает вначале одну, потом две, ... и, наконец, n заготовок одинакового веса G_6 к следующему технологическому посту.

Таблица 15

Значения эксплуатационных и весовых параметров к проектированию технологического толкателя

Вариант	G_2 , кН	G_3 , кН	G_4 , кН	G_6 , кН	F_{\max} , кН	S_{\max} , м	n , шт.	n_1 , об/мин	$n_{\text{дв}}$, об/мин
1	0,5	0,8	0,7	0,3	3,0	1,8	2	80	480
2	0,6	0,9	0,6	0,6	2,5	2,0	3	100	580
3	0,7	1,0	0,9	0,5	3,2	1,8	1	60	300
4	0,8	0,9	0,7	0,8	2,8	2,4	2	70	520

Примечание: $l_2 = (3 \dots 4)l_1$; $l_3 = (2,0 \dots 2,5)S_{\max}$; $l_{O_2B} = (0,6 \dots 0,8)l_3$; $l_4 = (1,4 \dots 1,8)S_{\max}$.

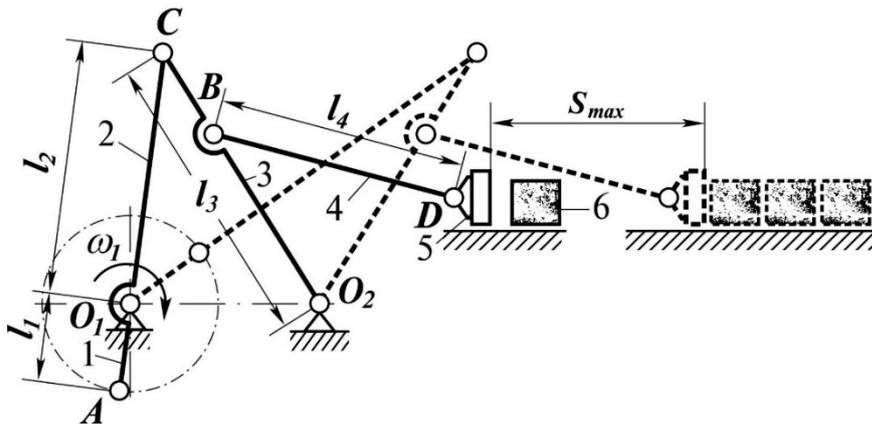


Рис. 29. Кинематическая схема толкателя заготовок:

1 – кривошип;

2 – шатун;

3 – кулиса;

4 – шатун толкателя;

5 – толкатель;

6 – заготовка (n штук)

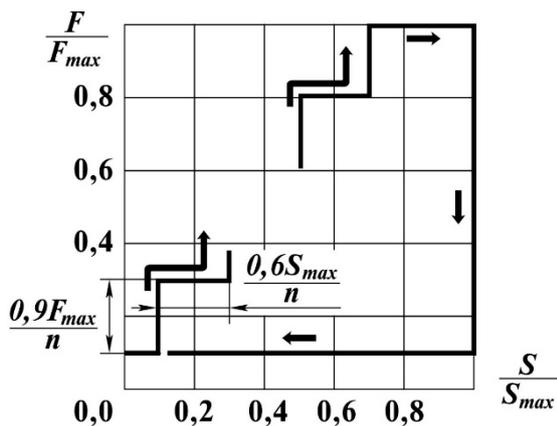


Рис. 30. Изменение усилия на толкателе и общего веса заготовок в зависимости от его перемещения

16. ПРИВОД ЗАГРУЗЧИКА ШИХТЫ

Загрузчик шихты служит для завала шихты (смеси рудного концентрата, легирующих присадок, флюса и других технологических добавок) в плавильную печь. Шихта подается транспортером на лоток загрузочной шахты печи. Отвал загрузчика, двигаясь вдоль лотка, сгребает равномерно рассыпанное сырье. Таким образом, по мере перемещения отвала вес сдвигаемой шихты увеличивается от нуля до G_6 перед загрузкой в печь по закону, аналогичному изменению усилия на отвале (рис.32).

Таблица 16

Значения эксплуатационных и весовых параметров к проектированию загрузчика шихты

Вариант	G_2 , кН	G_3 , кН	G_4 , кН	G_6 , кН	F_{\max} , кН	S_{\max} , м	n_1 , об/мин	$n_{\text{дв}}$, об/мин
1	0,2	0,6	0,4	0,5	6	3,0	90	480
2	0,3	0,7	0,5	0,8	4	3,8	100	580
3	0,4	0,8	0,5	1,2	8	3,5	70	250
4	0,5	1,0	0,7	1,0	5	4,0	80	450

Примечание: $l_2 = (2 \dots 3) l_1$; $l_3 = (1,5 \dots 2,0) l_{O_2B}$; $l_{O_2B} = (0,8 \dots 1,2) S_{\max}$; $l_4 = (1,0 \dots 1,4) S_{\max}$.

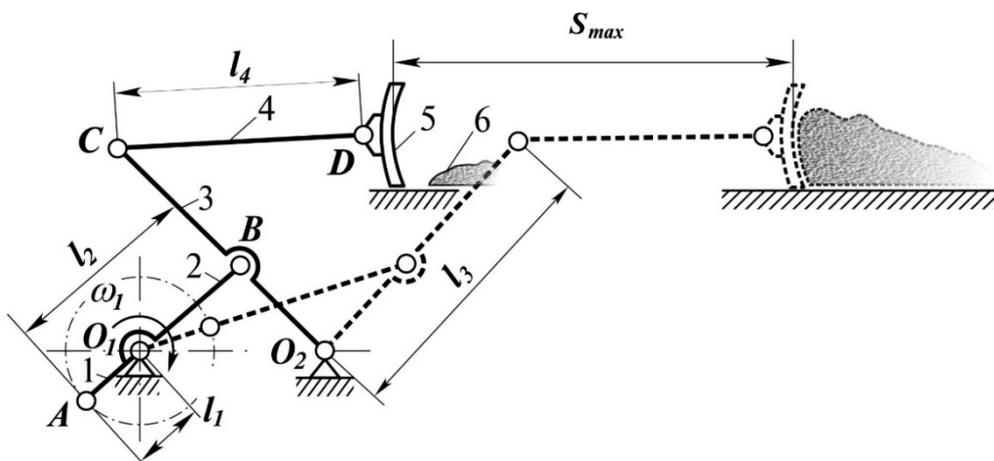


Рис. 31. Кинематическая схема загрузчика шихты:
1 – кривошип;
2 – шатун;
3 – кулиса;
4 – шатун отвала;
5 – отвал;
6 – шихта

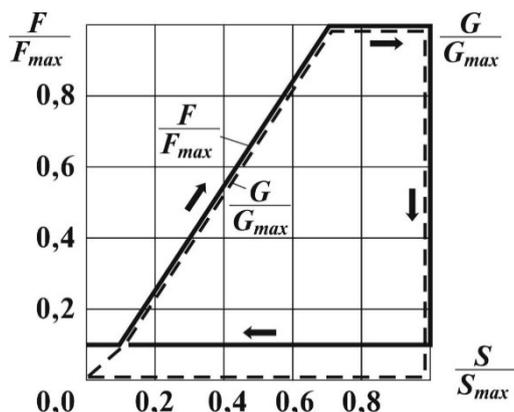


Рис. 30. Изменение усилия на отвале и веса шихты в зависимости от перемещения отвала

2. СОДЕРЖАНИЕ И ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Содержание расчетно-пояснительной записки к курсовому проекту должно иметь следующую структуру.

РЕФЕРАТ

ОГЛАВЛЕНИЕ

- 1 ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
- 2 ОПИСАНИЕ УСТРОЙСТВА И РАБОТЫ МЕХАНИЗМА
- 3 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА
 - 3.1 Синтез плоского рычажного механизма
 - 3.2 Определение кинематических передаточных функций
- 4 СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА
 - 4.1 Определение момента $M_{ст}$ для преодоления сил статического сопротивления
 - 4.2 Определение момента $M_{дин}$ для преодоления сил динамического сопротивления
 - 4.3 Оценка КПД механизма
 - 4.4 Расчет движущего момента $M_{\Sigma}(\varphi)$
- 5 ВЫБОР РЕДУКТОРА
- 6 ВЫБОР МУФТЫ И ОЦЕНКА ЕЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ
- 7 ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ В ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ
- 8 РАСЧЕТ ТИХОХОДНОГО ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ
 - 8.1 Формирование расчетной схемы вала
 - 8.2 Расчет вала по критерию статической прочности
 - 8.3 Проектировочный расчет шпоночного (шлицевого) соединения
 - 8.4 Расчет вала на выносливость
- 9 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ПРОЧНОСТЬ
 - 9.1 Определение ресурса передачи
 - 9.2 Определение допускаемых напряжений $[\sigma_H]$ при циклическом контактом и $[\sigma_F]$ при циклическом изгибающем воздействиях
 - 9.3 Расчет активной поверхности зубьев на контактную прочность
 - 9.4 Расчет зубьев на прочность при переменном изгибе
- 10 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ
ТИХОХОДНОГО ВАЛА НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

11 РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛИ ПО УКАЗАНИЮ ПРОПОДАВАТЕЛЯ

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Спецификация документации к курсовому проекту

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

В той же последовательности излагается материал в пособии.

Чертежи и схемы выполняются в соответствии с Единой Системой Конструкторской Документации (ЕСКД). Требования к оформлению расчетно-пояснительной записки (ПЗ) определяются стандартом предприятия СТО ЮУрГУ 21-2008 [1].

Текст пояснительной записки рекомендуется печатать на принтере на одной стороне листа белой бумаги формата А4 (210x297) (размер кегля — не менее 14 пунктов, полуторный интервал). Допускается запись текста рукописным способом синими (черными) чернилами или пастой. Высота букв — не менее 2,5 мм, цифр — 5 мм. Поля рамки ПЗ: слева — 30...35 мм, справа, сверху и снизу — по 5 мм; каждая страница заканчивается соответствующей основной надписью (штампом) — Приложение 1. В верхней графе справа помещается шифр документа вида *ЮУрГУ — П-375.08.2.00.00.ПЗ КП*, в котором отдельными группами выделяются номер академической группы, номера варианта и набора исходных данных; индекс ПЗ КП указывает на то, что данный документ является расчетно-пояснительной запиской. Номера страниц проставляются в правом нижнем углу (в соответствующей графе основной надписи текстового документа).

Текст ПЗ должен излагаться четко и лаконично. Не допускается дословное воспроизведение текста из литературных источников.

Содержание ПЗ делится на разделы, подразделы и, если в этом есть необходимость, пункты. Каждый раздел рекомендуется начинать с новой страницы; ему присваивается номер, обозначаемый арабской цифрой. Номер подраздела состоит из номера раздела и порядкового номера подраздела с точкой между ними. Аналогично, пункты имеют тройную нумерацию с элементами, разделяемыми точками. Наименования разделов записываются в виде заголовков, сцентрированных относительно текста, прописными буквами. Наименования подразделов и пунктов записываются также в виде заголовков строчными буквами (кроме первой). Перенос слов

в заголовках не допускается. Точка в конце заголовков не ставится. Расстояние между заголовком и последующим (предыдущим) текстом должно быть равным 10...15 мм.

Все расчетные формулы (с выводами и без них), используемые гипотезы, допущения, фактический материал должны иметь ссылки на первоисточник (например, [9]), библиографическое описание которого приводится в списке использованных источников в конце записки в порядке его упоминания в тексте. Библиографическое описание по ГОСТ 7.1-2003 содержит фамилию и инициалы автора, название книги, издательство, место и год издания, количество страниц (например, *9. Шейнблит, А.Е. Курсовое проектирование деталей машин /А.Е. Шейнблит. — Калининград: Янтарный сказ, 2005. — 454 с.; см. также библиографическое описание литературы в конце данного пособия*). Список использованных источников включается в ОГЛАВЛЕНИЕ на правах раздела (не нумеруется). Если используемый материал в пределах одного или нескольких разделов заимствован из **одного** литературного источника, допускается оговорить ссылку на него в начале этого раздела (перед группой разделов), избежав, таким образом, необходимости многократно ссылаться на один и тот же источник.

Значения символов и числовых коэффициентов, входящих в математическое выражение, должны быть пояснены непосредственно после него; формулы, помещаемые в отдельных строках, центрируются. Все формулы, на которые в тексте имеются **ссылки**, должны быть пронумерованы (нумерация сквозная в пределах всей ПЗ или в пределах каждого раздела) арабскими цифрами в скобках, которые располагаются в крайних правых позициях той же строки. В случае нумерации в пределах раздела номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, разделенных точкой. Совмещать обе системы нумерации не допускается. Это требование относится также к нумерации рисунков и таблиц.

Числовые данные, а также результаты расчетов должны быть выражены в системе СИ.

Количество иллюстраций (рисунков, графиков, схем) должно быть достаточным для пояснения излагаемого материала. Иллюстрации выполняются в соответствии с требованиями стандарта предприятия СТО ЮУрГУ и нумеруются арабскими цифрами (так же, как и для формул, их нумерация может быть сквозной в пределах всей ПЗ или в пределах каждого раздела). В последнем случае номер иллюстрации состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой. Иллюстрации могут иметь наименования и пояснительные данные (подрисуночный текст). Под-

рисуночная подпись должна быть **содержательной**, т.е., содержать пояснения к рисунку (такая подпись, как «*Зависимость M_{Σ} от*», очевидно, содержательной не является). Слово «Рисунок» и наименование помещают **после** пояснительных данных и располагают следующим образом: «Рисунок 14. Расчетная схема вала»; точка в конце подрисуночной подписи не ставится.

Графики количественного характера выполняются на миллиметровой (что предпочтительней) или обычной белой бумаге (рисунки с планами положений механизма и планами скоростей могут быть изображены вручную или напечатаны, но — на «миллиметровке»). Вначале наносятся расчетные точки, а затем по лекалу проводятся аппроксимирующие их кривые настолько возможно ближе к точкам. Таким образом производится некое осреднение расчетных данных, на точность которых может повлиять, например, погрешность определения линейных скоростей графическим способом. На координатных осях графиков количественного характера наносится координатная сетка (числа разметки по осям должны быть кратны **2, 5 и 10^n** , где $n = 0, 1, 2, 3,$) и указывается, если необходимо, масштабный коэффициент, а также единицы измерения, например, м. Зависимости качественного характера приводятся без оцифровки шкал, положительные направления координатных осей обозначаются стрелками.

Результаты расчетов с промежуточными данными представляют в виде таблиц. Над левым верхним углом таблицы помещается надпись «Таблица» с указанием номера, затем ее заголовок. На все таблицы и рисунки в тексте ПЗ должны быть ссылки (например, ... *значения момента движущих сил M_{Σ} в зависимости от угла поворота кривошипа φ приведены в таблице 4, график функции $M_{\Sigma}(\varphi)$ представлен на рисунке 10*). Графики, рисунки, схемы и таблицы располагаются **сразу же после первого упоминания** в тексте, если же они помещаются на отдельном листе, то он должен следовать непосредственно **после листа со ссылкой**.

Расчетно-пояснительная записка начинается с титульного листа установленного образца, который является страницей №1 (номер не ставится) (Приложение 2).

РЕФЕРАТ **полностью** помещается на втором, вслед за титульным, листе ПЗ и содержит описание структуры и объема документа, ключевые слова и словосочетания, краткую аннотацию работы. Далее следует ОГЛАВЛЕНИЕ, включающее номера и наименования разделов, подразделов, пунктов, подпунктов с указанием номеров листов (страниц).

За ним помещают разделы 1 ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ и 2 ОПИСАНИЕ УСТРОЙСТВА И РАБОТЫ МЕХАНИЗМА; в

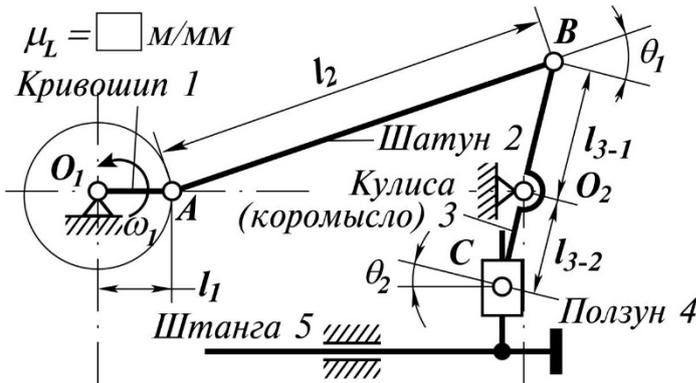
последнем формулируется назначение механизма, характеризуются входящие в него звенья, анализируется их движение и взаимодействие в связи с изменением усилия при перемещении исполнительного звена в течение одного технологического цикла.

Графическая часть проекта включает

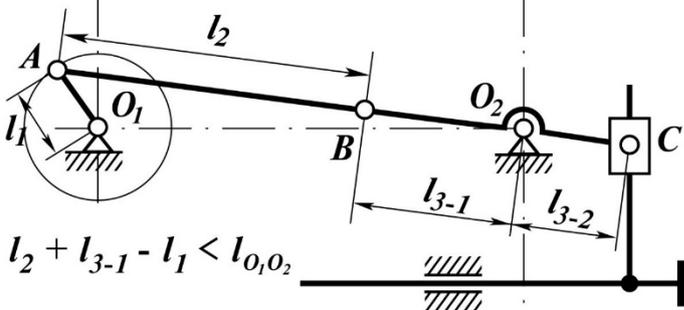
- сборочный чертеж редуктора формата А1 (594x841 мм) в двух или трех проекциях с простановкой габаритных, установочных и присоединительных размеров, а также размеров сопрягаемых деталей с указанием предельных отклонений. При указании установочных и присоединительных размеров должны быть нанесены координаты расположения и сами размеры с предельными отклонениями для элементов, соединяющих сопрягаемые детали;
- рабочий чертеж одной из деталей (по указанию преподавателя); на нем указывают все необходимые (в том числе, габаритные) размеры, предельные отклонения размеров, формы и взаимного расположения поверхностей, параметры шероховатости поверхностей, другие технические требования;
- иллюстрационный материал (презентацию, подготовленную, как правило, в пакете *Power Point*) к докладу при защите проекта. На слайдах изображают кинематическую схему механизма в некоторых характерных положениях, планы скоростей для них; графики изменения линейных скоростей характерных точек и угловых скоростей весомых звеньев; графики изменения приведенного момента инерции, а также статического, динамического и суммарного моментов движущих сил, приведенных к кривошип; расчетная схема вала с эпюрами внутренних силовых факторов и схемой опасного сечения с действующими в нем внутренними силовыми факторами; напряженное состояние в опасной точке и т.п.; основные расчетные зависимости.

3. СИНТЕЗ ПЛОСКОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Первым этапом проектирования любого механизма является синтез его кинематической схемы, в ходе которого определяют размеры звеньев и положение опор. При выполнении этой операции необходимо учитывать следующие основные факторы.

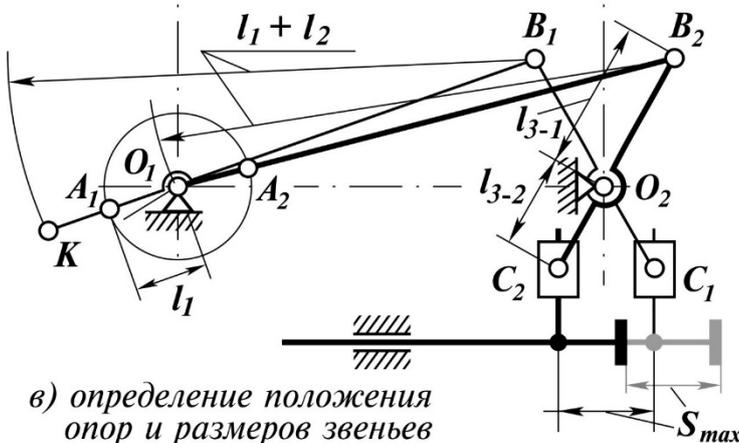


а) $l_2 > l_{O_1O_2} + l_1 - l_{3-1}$ - кривошип совершает полный оборот



б) $l_2 + l_{3-1} - l_1 < l_{O_1O_2}$

- условие проворачиваемости механизма не выполняется



в) определение положения опор и размеров звеньев

1. Обеспечение **необходимого хода исполнительного органа (звена).**

2. **Проворачиваемость звеньев**, то есть, возможность непрерывного перехода ведущего звена, совершающего вращательное движение (кривошипа), из начального положения в конечное.

3. Обеспечение **оптимальных углов давления**. Угол между направлением действия силы и вектором скорости соответствующей ведомой кинематической пары (θ_1, θ_2) — см. рис.33 а) — в течение всего цикла работы механизма должен быть минимальным и не должен превышать допустимого значения $[\theta] = 55...60^\circ$.

При увеличении этих углов в механизме возрастают нагрузки, увеличиваются потери энергии на трение, снижается КПД — коэффициент полезного действия, возможно заклинивание механизма.

Для обеспечения **необ-**

Рис. 33. К синтезу плоского рычажного механизма с одной степенью свободы

ходимого хода S_{\max} исполнительного звена длины плеч l_{3-1} , l_{3-2} кулисы и l_2 шатуна выбирают в рекомендованных пределах из задания на курсовое проектирование. Длину l_1 кривошипа, если она не определена в исходных данных, можно принять $l_1 = (0,3...0,4) l_2$.

Во избежание двусмысленности при описании синтеза кинематической схемы рекомендуется придерживаться следующего **соглашения об обозначениях**:

$\overline{O_1A}$ — направление отрезка на чертеже (длина не имеет значения);

O_1A — отрезок, длина отрезка на чертеже;

l_{O_1A} — реальная («в железе») длина соответствующего отрезка (части звена).

Далее построение кинематической схемы ведут как описано ниже, следя за выполнением условия **проворачиваемости кривошипа**: в кинематической цепи кривошип–шатун–кулиса (коромысло) длины звеньев должны удовлетворять соотношениям (рис.33 а), б))

$$l_1 \leq l_{3-1} ;$$

$$l_2 + l_{3-1} - l_1 > l_{o_1o_2}.$$



Следует подчеркнуть, что вид этого условия **индивидуален** для каждого механизма.

Вначале изображают кулису в двух крайних положениях, обеспечивающих заданный ход исполнительного звена S_{\max} (рис.33 в)), таким образом, соответствующее требование будет удовлетворяться автоматически, по построению. Затем проводят прямую, соединяющую центры вращения кривошипа O_1 , и кулисы O_2 , (в данном случае для простоты считается, что она горизонтальна). Из точек B_1 и B_2 соединения шатуна с кулисой проводят две дуги радиусом $\frac{l_1 + l_2}{\mu_L}$. Пересечение первой дуги с ранее проведенной из

центра O_2 горизонталью задает положение опоры O_1 . Длина кривошипа O_1A на схеме определяется половиной отрезка O_1K , принадлежащего радиусу B_1K второй дуги, а окружность радиусом $\frac{l_1}{\mu_L}$ представляет траекторию движения точки A кривошипа.

Требование **оптимальности углов давления** в i -ой кинематической паре связано с характером изменения сил полезного сопротивления при различных положениях кривошипа. Выполнение требования оптимальности углов давления в i -ой кинематической паре в первом приближении может быть проверена в каких-либо двух, например, крайних положениях

кривошипа. Угол давления в кинематической паре (например, шатун–коромысло) должен быть наименьшим для положения механизма, соответствующего наибольшей полезной нагрузке. Если силы сопротивления в течение цикла изменяются незначительно, углы давления для двух крайних положений могут быть приняты одинаковыми.

4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

Основной задачей кинематики механизма является изучение движения его звеньев; при этом действующие на звенья силы не принимаются во внимание.

Задача об определении кинематических характеристик — траекторий движения, перемещений и скоростей звеньев и характерных точек плоского механизма может быть решена графоаналитическим способом [2]. Метод, рекомендуемый при выполнении курсового проекта, основан на построении ряда последовательных положений звеньев механизма (планов положений) и соответствующих им планов скоростей, представляющих реализацию серии графических решений векторного уравнения вида

$$\overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}}, \quad (1)$$

где $\overline{V_B}$ — искомый вектор скорости точки B ; $\overline{V_A}$ — вектор скорости точки A , принятой за полюс, в переносном движении; $\overline{V_{BA}}$ — скорость точки B в относительном вращательном или поступательном движении звена, которому она принадлежит, относительно полюса A .

Для решения задачи определения скоростей механизм, геометрические параметры которого предварительно определены в результате синтеза (см. раздел 3), изображают в выбранном масштабе μ_L в двенадцати положениях



(весомые звенья следует выделить толщиной линии). Первое, крайнее, положение механизма (задаваемое положением кривошипа) должно соответствовать началу кинематического цикла. Последующие положения кривошипа отличаются от предыдущих на угол $\pi/6$ радиан.

Первое и последнее положения механизма должны совпадать. Проследите за тем, чтобы среди выбранных оказались положения, отвечающие

- концу полуцикла движения; в этом положении исполнительное звено механизма останавливается, после чего начинается обратный ход (это положение следует изобразить на том же листе, что и исходное);
- характерным точкам нагрузочной диаграммы, когда один закон изменения нагрузки сменяется другим.

Следует иметь в виду, что эти обстоятельства могут увеличить количество рассматриваемых положений механизма.

На одном листе располагают не более 3...4 планов положения механизма, выделенных разным цветом, и соответствующих им планов скоростей. На каждом листе рекомендуется изображать положения механизма с шагом кривошипа $\pi/3$ радиана, например, на первом — 1-е, 3-е, 5-е; на следующем — 2-е, 4-е, 6-е и т.д. — так заметнее становится их отличие. На каждом листе необходимо показать

- направление вращения кривошипа;
- обозначить все характерные точки (сочленения звеньев и центры масс весоных звеньев);
- номера положений
- и, хотя бы на одном из положений, номера звеньев.

Планам положения сопутствует нагрузочная диаграмма с оцифровкой шкал нагрузки и перемещения исполнительного звена в **абсолютных** величинах и точками состояния на ней, отражающими нагрузку в каждом положении. Общий вид одного из листов ПЗ с планами положений, соответствующими планами скоростей и нагрузочной диаграммой приведен на рис. 34.

В качестве примера на рис. 35 показано одно из положений механизма, синтез которого обсуждался выше. В каждом из положений определяют линейные скорости кинематических пар (сочленений звеньев), центров тяжести весоных звеньев, а также их (звеньев) угловые скорости. Угловую скорость ведущего звена (кривошипа) будем задавать постоянной (в соответствии с исходными данными) и равной единице (размерной — 1 с^{-1} или безразмерной), поскольку необходимые в дальнейшем *кинематические передаточные функции* представляют отношения соответствующих линейных и угловых скоростей к угловой скорости ведущего звена. Таким образом, все полученные скорости окажутся масштабированными в ω_1 раз.

Процедура построения плана скоростей состоит в следующем: для i -го положения механизма из выбранного полюса p_i , (его положение произвольно и определяется удобством построения векторного многоугольника) в выбранном масштабе μ_V откладывают перпендикулярно отрезку $\overline{O_1A}$, задающему положение кривошипа, вектор $\overline{V_A}$ линейной скорости точки A (рис. 35) величиной

$$|\overline{V_A}| = \omega_1 l_1;$$

на плане скоростей ему отвечает вектор \overline{a} длиной

$$|\overline{a}| = \frac{|\overline{V_A}|}{\mu_V}.$$

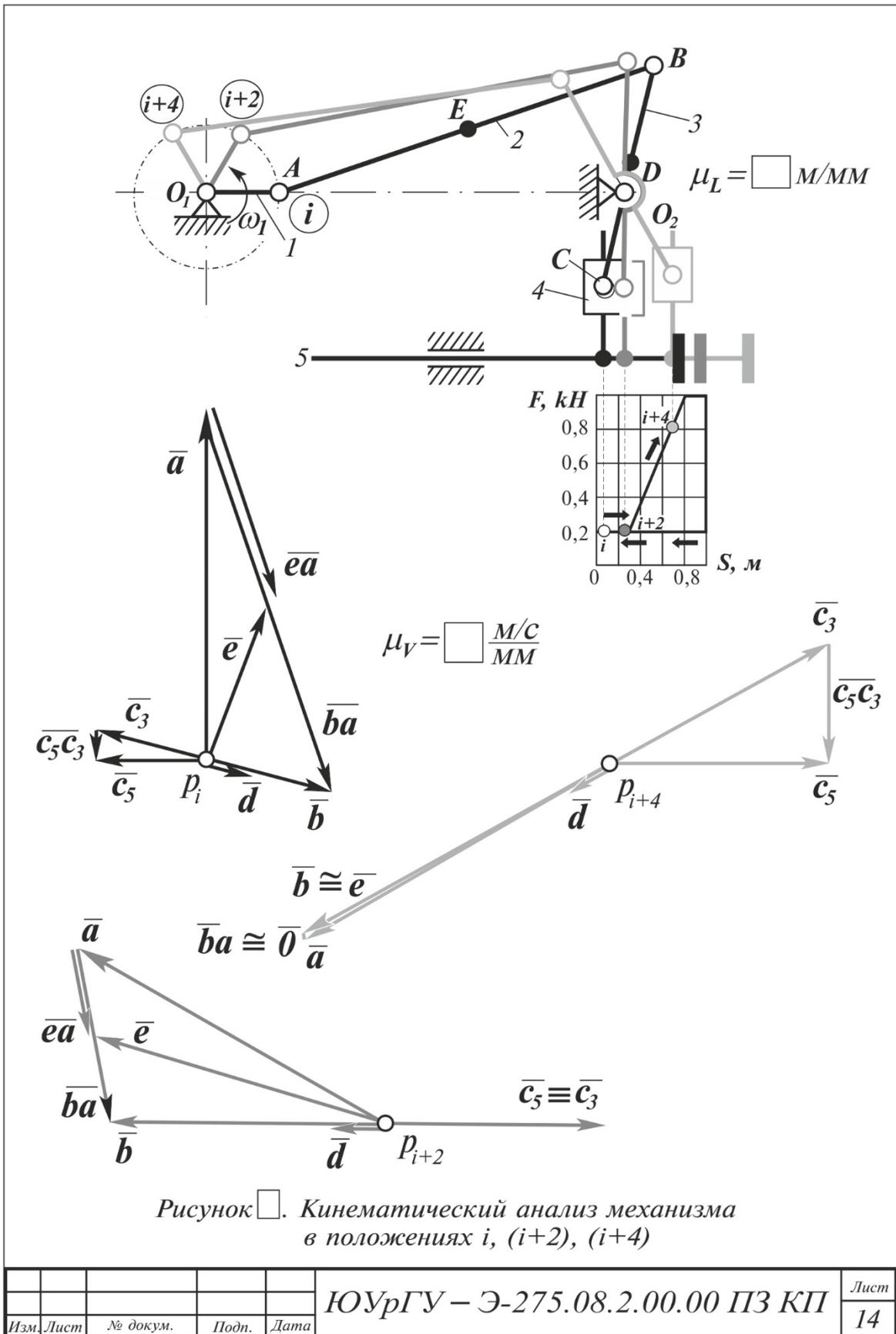


Рис. 34. Общий вид листа ПЗ, иллюстрирующий кинематический анализ механизма путем построения планов скоростей

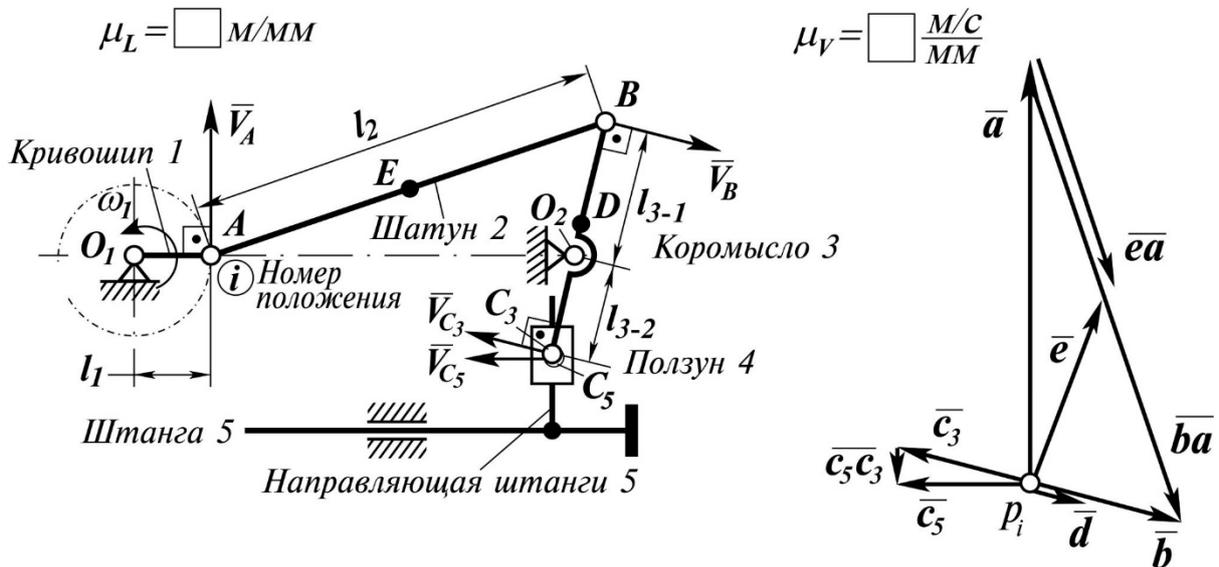


Рис. 35. План механизма в i -ом положении и соответствующий ему план скоростей

Для определения скорости точки B воспользуемся векторным равенством (1)

$$\overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}},$$

где $\overline{V_{BA}}$ — вектор скорости точки B во вращательном движении шатуна относительно полюса A , остальные параметры пояснены выше.

В последнем равенстве двумя чертами отмечен вектор, известный полностью — по величине и направлению, одной чертой — известные, в данном случае, лишь по направлению: вектор $\overline{V_B}$ направлен по касательной к траектории движения точки B перпендикулярно плечу кулисы O_2B (рис. 35), а вектор $\overline{V_{BA}}$ перпендикулярен шатуну AB .

Для построения вектора $\overline{V_B}$ (\overline{b} на плане скоростей) через конец вектора \overline{a} проведем прямую, перпендикулярную отрезку \overline{AB} ; на ней и должен лежать вектор $\overline{V_{BA}}$ (\overline{ba}). Далее, из полюса p_i , проведем прямую, параллельную вектору скорости точки B . Пересечение этих двух прямых определит оба искомых вектора; очевидно, их модули будут равны

$$|\overline{V_B}| = \mu_V |\overline{b}|, \quad |\overline{V_{BA}}| = \mu_V |\overline{ba}|.$$

Зная модуль скорости $\overline{V_{BA}}$, нетрудно найти угловую скорость звена AB :

$$\omega_2 = \frac{|\overline{V_{BA}}|}{l_2} = \frac{\mu_V |\overline{ba}|}{l_2}.$$

Скорость любой точки шатуна, например, точки E (рис. 35), может быть получена с помощью выражения, аналогичного (1),

$$\overline{V_E} = \overline{V_A} + \overline{V_{EA}}.$$

Поскольку направление вектора $\overline{V_{EA}}$ перпендикулярно отрезку \overline{AB} , а его величина с учетом соотношения $l_{AE} = l_{AB}/2$ равна

$$|\overline{V_{EA}}| = \omega_2 l_{AE} = \frac{|\overline{V_{BA}}| l_2/2}{l_2} = \frac{|\overline{V_{BA}}|}{2},$$

достаточно из конца вектора \overline{a} плана скоростей отложить отрезок длиной

$$|\overline{ea}| = \frac{|\overline{V_{EA}}|}{\mu_V}$$

и соединить его конец с полюсом p_i . Полученный вектор \overline{e} представляет вектор скорости $\overline{V_E}$ рассматриваемой точки E .

Скорость точки C_3 можно определить по принадлежности кулисы BO_2C , совершающей качательное (в каждый отдельный момент времени вращательное) движение относительно неподвижной оси O_2 :

$$|\overline{V_{C_3}}| = \omega_3 l_{3-2}.$$

С учетом выражения $\omega_3 = \frac{|\overline{V_B}}{l_{3-1}}$ последнее равенство принимает вид

$$|\overline{V_{C_3}}| = \frac{|\overline{V_B}}{l_{3-1}} l_{3-2}.$$

На плане скоростей из полюса p_i , перпендикулярно плечу $\overline{O_2C}$ кулисы

(рис. 35) отложим вектор $\overline{c_3}$ величиной $|\overline{c_3}| = \frac{|\overline{V_{C_3}}|}{\mu_V}$.

Аналогично может быть найдена скорость любой другой точки, например, центра масс D кулисы.

Прежде, чем приступить к определению скорости точки C_5 , заметим, что векторы скоростей всех точек (в том числе, и C_5), принадлежащих штанге, совпадают, так как это звено совершает поступательное движение; обозначим их $\overline{V_{C_5C_3}}$, тогда

$$\overline{V_{C_5}} = \overline{V_{C_3}} + \overline{V_{C_5C_3}};$$

здесь $\overline{V_{C_5C_3}}$ — скорость точки C_5 , принадлежащей вертикальной направляющей штанги и находящейся под точкой C_3 (рис. 35), в поступательном

движении относительно точки $\overline{C_3}$ кулисы. В соответствии с данным уравнением через конец вектора $\overline{c_3}$ проведем параллельно направляющей штанги вертикальную прямую, а из полюса p_i — горизонтальную параллельно штанге. Их пересечение определяет векторы абсолютной $\overline{c_5} (\overline{V_{C_5}})$ и относительной $\overline{c_5 c_3} (\overline{V_{C_5 C_3}})$ скоростей. Величина первой определяется как обычно:

$$|\overline{V_{C_5}}| = \mu_V |\overline{c_5}|,$$

скорость же $\overline{V_{C_5 C_3}}$ в дальнейшем не потребуется.

Заметьте (см. рис. 35), что все векторы **абсолютных** скоростей **исходят из полюса** плана скоростей, а **относительных** — **никогда не проходят** через него.

По найденным для всех положений механизма значениям относительных линейных скоростей характерных точек (сочленений звеньев и центров тяжести весомых звеньев), а также значениям относительных угловых скоростей звеньев (кинематическим передаточным функциям) строят графики $V_i/\omega_1(\varphi)$, $\omega_2/\omega_1(\varphi)$ зависимостей кинематических передаточных функций от угла поворота кривошипа. Кривые должны быть плавными, без изломов (это означало бы скачкообразное изменение ускорения, что в реальном механизме маловероятно). Их проводят по лекалу возможно ближе к расчетным точкам; «выброс» какой-либо из них говорит, скорее всего, об ошибке



в построении соответствующего плана скоростей — проверьте его. Значения кинематических передаточных функций, **снятые с кривых**, заносят в таблицу вида табл. 17.

Таблица 17

Таблица □. Значения кинематических передаточных функций в зависимости от угла поворота кривошипа

№ положения	1	2	3	4	...	10	11	12
φ , рад	0	$\pi/6$	$\pi/3$	$\pi/2$...	$3\pi/2$	$5\pi/3$	$11\pi/6$
V_A/ω_1 , м								
...								
ω_2/ω_1								

5. СИЛОВОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

Задача динамики, связанная с анализом нагруженности реального механизма довольно сложна. Чтобы упростить ее решение в механизме с одной степенью свободы совокупность всех звеньев и усилий заменяют **эквивалентной с точки зрения нагруженности привода динамической моделью**.



Динамическая модель представляет собой одно звено — *звено приведения* (обычно входное или выходное, совершающее простое движение) с **переменными** массовой $m_{пр}$ (в случае поступательного движения) или инерционной $I_{пр}$ (при вращательном) характеристиками, находящееся в равновесии под действием усилий $F_{дв}$ или $M_{дв}$, приложенных со стороны привода, и определяемых силами полезных и вредных сопротивлений $F_{сопр} \equiv F_{пр}$ или $M_{сопр} \equiv M_{пр}$ ($F_{пр}$, $M_{пр}$ — приведенные к выбранному звену сила или момент сил сопротивления — рис. 36).

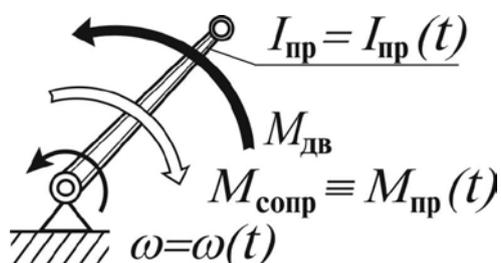


Рис. 36. К определению динамической модели: звено приведения — кривошип с переменным во времени моментом инерции $I_{пр}$ находится в равновесии под действием моментов сил сопротивления и движущих сил

Закон изменения движущего усилия в течение одного технологического цикла $M_{дв}(t)$ является **базовой характеристикой** при выборе редуктора, электродвигателя, соединительных муфт и т.д.



Определение параметров $m_{пр}(t)$ — приведенной массы при поступательном движении звена приведения или $I_{пр}(t)$ — приведенного момента инерции при вращательном называется **приведением масс механизма** и представляет основной этап **построения динамической модели механизма**. Ниже эта процедура будет рассмотрена подробно.

5.1 Определение момента движущих сил

Как уже было сказано, построение динамической модели механизма заключается как в приведении к ведущему звену (в данном случае — к кривошипу) масс и моментов инерции звеньев, так и в определении приложенных к нему усилий, в частности, момента сил сопротивления. Природа этих усилий различна: силы веса и трения, усилие на рабочем органе не зависят от времени, их объединяют в группу **сил статического сопротивления**; усилия же, связанные с переменностью движения звеньев (силы и моменты сил

инерции), относят к **усилиям динамического сопротивления**. Заметим, что усилие, преодолеваемое рабочим органом, в общем случае тоже переменное, но его изменение связано с **перемещением** исполнительного звена, а не со временем. Приведенные к ведущему звену моменты сил сопротивления двух типов определяются различными зависимостями. Соответственно, момент движущих сил $M_{дв}$, приложенный к тому же звену, целесообразно представить двумя составляющими:

$$M_{дв} = M_{ст} + M_{дин} \quad (2)$$

— моментами движущих сил, предназначенными для преодоления сил сопротивления статического ($M_{ст}$) и динамического ($M_{дин}$) характера.

Надо сказать, что деление усилий на движущие и сопротивления достаточно условно; так силы веса и инерции в различные моменты времени могут играть роль как тех, так и других.

5.2 Определение статического момента $M_{ст}$



Момент движущих сил, предназначенный для преодоления сил статического сопротивления (статический момент) определяют из условия **равенства мощности движущего усилия $M_{ст}$ и всех остальных действующих в механизме сил и моментов сил сопротивления статического характера**.

Из теоремы мощностей следует равенство

$$\overline{M}_{ст} \cdot \overline{\omega}_1 = - \left(\sum_{i=1}^n \overline{F}_i \cdot \overline{V}_i + \sum_{j=1}^m \overline{M}_j \cdot \overline{\omega}_j \right),$$

где \overline{F}_i — сила, приложенная в i -ой точке механизма; \overline{V}_i — скорость точки приложения силы; \overline{M}_j — момент пары сил трения в j -ом цилиндрическом шарнире; $\overline{\omega}_j$ — относительная угловая скорость элементов, сопрягаемых в j -ом шарнире; n — количество действующих сил; m — количество цилиндрических шарниров.

В скалярной форме последнее выражение можно записать в виде

$$M_{ст} = - \left[\sum_{i=1}^n F_i \frac{V_i}{\omega_1} \cos \left(\overline{F}_i, \frac{\overline{V}_i}{\omega_1} \right) + \sum_{j=1}^m M_j \frac{\omega_j}{\omega_1} \cos 180^\circ \right] \quad (3)$$

Символ « \wedge » обозначает угол между двумя указанными векторами; значение угла во второй группе слагаемых определяется тем, что векторы момента сил трения и угловой скорости относительного перемещения сопрягаемых в кинематической паре звеньев направлены в противоположные стороны поскольку трение всегда препятствует движению.

Как видно, статический момент не зависит от абсолютных значений скоростей, а полностью определяется положением механизма, величинами действующих сил и относительными скоростями — кинематическими передаточными функциями $\frac{V_i}{\omega_1}, \frac{\omega_j}{\omega_1}$ (см. раздел 4). В связи с этим при кинематическом анализе угловую скорость кривошипа рекомендуется принять равной единице.

На стадии эскизного проектирования моменты сил трения в шарнирах, равно как и силы трения в направляющих, зависящие от их конструктивного исполнения, системы смазки и условий работы, неизвестны, так что непосредственно использовать выражение (3) затруднительно. Поэтому расчет статической составляющей движущего момента для всех рассматриваемых положений механизма придется выполнять без учета второй группы слагаемых. Поскольку мощность сил трения относительно невелика, ее можно будет учесть при нахождении суммарного момента с помощью коэффициента полезного действия (КПД), величину которого оценивают на основе опыта создания аналогичных конструкций.

Для механизма, синтез и кинематический анализ которого обсуждался ранее, формула (3) с учетом лишь первой группы слагаемых будет выглядеть следующим образом (предполагается, что все его звенья, за исключением кривошипа 1, весомы, G_i — вес i -го звена; Q — сила полезного сопротивления):

$$M_{ст} = - \left[G_2 \frac{V_E}{\omega_1} \cos \left(\overline{G_2}, \frac{\overline{V_E}}{\omega_1} \right) + G_3 \frac{V_D}{\omega_1} \cos \left(\overline{G_3}, \frac{\overline{V_D}}{\omega_1} \right) + G_4 \frac{V_{C_3}}{\omega_1} \cos \left(\overline{G_4}, \frac{\overline{V_{C_3}}}{\omega_1} \right) + G_5 \frac{V_{C_5}}{\omega_1} \cos \left(\overline{G_5}, \frac{\overline{V_{C_5}}}{\omega_1} \right) + Q \frac{V_{C_5}}{\omega_1} \cos \left(\overline{Q}, \frac{\overline{V_{C_5}}}{\omega_1} \right) \right].$$

В тех положениях, когда толкатель перемещает деталь, в правую часть равенства следует добавить соответствующее слагаемое: $G_D \frac{V_{C_5}}{\omega_1} \cos \left(\overline{G_D}, \frac{\overline{V_{C_5}}}{\omega_1} \right)$

(G_D — вес детали). Это выражение может быть несколько упрощено и в такой форме использовано в качестве расчетного. Заметим, во-первых, что угол между векторами $\overline{G_5}, \overline{G_D}$ и $\frac{\overline{V_{C_5}}}{\omega_1}$ — всегда прямой (он принимает всего лишь два значения, 90 или 270°, в зависимости от направления движения штанги), соответственно, $\cos 90^\circ = \cos 270^\circ = 0$. Во-вторых, сила полезного

сопротивления, будучи приложенной к толкателю штанги, всегда препятствует ее движению, следовательно, $\cos\left(\overline{Q}, \frac{\overline{V_{C_5}}}{\omega_1}\right) = -1$. С учетом сказанного последнее выражение принимает вид

$$M_{ст} = -\left[G_2 \frac{V_E}{\omega_1} \cos\left(\overline{G_2}, \frac{\overline{V_E}}{\omega_1}\right) + G_3 \frac{V_D}{\omega_1} \cos\left(\overline{G_3}, \frac{\overline{V_D}}{\omega_1}\right) + G_4 \frac{V_{C_3}}{\omega_1} \cos\left(\overline{G_4}, \frac{\overline{V_{C_3}}}{\omega_1}\right) - Q \frac{V_{C_5}}{\omega_1} \right].$$

Как видно, в группу усилий статического сопротивления входит сила полезного сопротивления (собственно, для преодоления ее и предназначен механизм). В исходных данных к курсовому проекту она задана графически в функции перемещения рабочего звена, которую необходимо представить зависимостью силы от угла поворота кривошипа. Для этого достаточно в каждом из выбранных положений механизма, характеризуемых углом поворота кривошипа φ_i , определить перемещение исполнительного звена S , и — с помощью нагрузочной диаграммы — соответствующее этому смещению значение силы Q_i ; результаты расчетов занести в таблицу вида табл. 18.

После завершения расчета статического момента результаты также заносят в таблицу (табл. 18), затем по ним строят график $M_{ст}(\varphi)$.

5.3 Определение динамического момента $M_{дин}$

Также, как и силы статического сопротивления, действующие в механизме силы инерции могут быть приведены к одному, в нашем случае, ведущему звену (кривошипу). Уравновешивающей для приведенного динамического момента является соответствующая составляющая $M_{дин}$ движущего момента M_{Σ} . Прежде, чем перейти к ее определению, рассмотрим процедуру приведения масс в механизме.



Под **приведенным** к данному звену **моментом инерции** понимается момент инерции такой величины, обладая которым **звено приведения имело бы такую же кинетическую энергию, как и весь механизм в целом.**

Кинетическая энергия всего механизма T и звена приведения $T_{пр}$, совершающего вращательное движение, определяется равенствами

Таблица □. Результаты расчета момента движущих сил и его составляющих

Номер положения	1	2	3	...	10	11	12
φ , рад	0	$\pi/6$	$\pi/3$...	$3\pi/2$	$5\pi/3$	$11\pi/6$
Q , Н							
$M_{ст}$, Нм							
$dI_{пр}/d\varphi$, кгм ² /рад							
$M_{дин}$, Нм							
$(M_{ст} + M_{дин})$, Нм							
M_{Σ} , Нм							

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (m_i V_i^2 + I_i \omega_i^2);$$

$$T_{пр} = \frac{1}{2} I_{пр} \omega_1^2,$$

где ω_1 – по-прежнему угловая скорость звена приведения; m_i, I_i — масса и момент инерции относительно центра масс или центра вращения (вспомните теорему Кенига) i -го звена; V_i, ω_i — скорость центра масс или центра вращения и угловая скорость i -го звена; n — количество звеньев механизма.

Из условия равенства кинетических энергий звена приведения и всего механизма в целом, вытекающего из определения приведенного момента инерции, следует выражение для расчета этого параметра:

$$I_{пр} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{V_i}{\omega_1} \right)^2 + I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 \right]. \quad (4)$$

Как и прежде, в качестве звена приведения целесообразно выбрать кривошип (напомним, что при определении кинематических характеристик было принято $\omega_1 = 1$ (или 1 с^{-1} — раздел 4); таким образом, фигурирующие

в равенстве (4) отношения $\frac{V_i}{\omega_1}, \frac{\omega_j}{\omega_1}$ представляют, как и при расчете $M_{ст}$,

найденные ранее кинематические передаточные функции.

В результате формального применения последнего выражения приведенный момент инерции рассматриваемого в качестве примера механизма (рис. 34) будет определяться зависимостью

$$I_{пр} = \left[m_2 \left(\frac{V_E}{\omega_1} \right)^2 + \frac{m_2 l_2^2}{12} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] + \left[m_3 \left(\frac{V_D}{\omega_1} \right)^2 + \frac{m_3 l_3^2}{12} \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 \right] + \\ + m_4 \left(\frac{V_{C_3}}{\omega_1} \right)^2 + m_5 \left(\frac{V_{C_5}}{\omega_1} \right)^2 + m_{Д} \left(\frac{V_{C_5}}{\omega_1} \right)^2,$$

где $m_i = \frac{G_i}{g}$ — масса i -го звена; g — ускорение свободного падения; $\frac{m_i l_i^2}{12}$ —

«центральный» (относительно оси, проходящей через центр масс) момент инерции звена. Учтено, что ползун 4 (схематизируемый точечной массой), штанга 5 и деталь движутся поступательно; очевидно, что последнее слагаемое учитывается лишь при перемещении детали толкателем.

Заметим, однако, что коромысло 3 совершает вращательное (а не сложное) движение относительно оси, проходящей через **неподвижную** точку O_2 . Именно эту точку и следует выбрать в качестве полюса 3-го звена. Тогда вторая группа слагаемых в последнем равенстве будет выглядеть так:

$$m_3 \left(\frac{V_{O_2}}{\omega_1} \right)^2 + I_{O_2} \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 = 0 + m_3 \left(\frac{l_3^2}{12} + l_{O_2 D}^2 \right) \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2,$$

а все выражение в целом примет вид

$$I_{пр} = \left[m_2 \left(\frac{V_E}{\omega_1} \right)^2 + \frac{m_2 l_2^2}{12} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] + m_3 \left(\frac{l_3^2}{12} + l_{O_2 D}^2 \right) \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + \\ + m_4 \left(\frac{V_{C_3}}{\omega_1} \right)^2 + m_5 \left(\frac{V_{C_5}}{\omega_1} \right)^2 + m_{Д} \left(\frac{V_{C_5}}{\omega_1} \right)^2.$$

Понятно, что множители при квадратах кинематических передаточных функций являются величинами постоянными и могут быть вычислены заранее, а последнее слагаемое учитывается только в тех положениях, когда толкатель перемещает деталь.

Результаты расчетов приведенного момента инерции для зафиксированных положений механизма заносят в таблицу (табл. 18), а затем по этим данным строят график $I_{пр}(\varphi)$.

Мощность динамического момента $M_{\text{дин}}$, определим, продифференцировав выражение для кинетической энергии звена приведения $T_{\text{пр}}$ (см. выше) с учетом переменности во времени как величины $I_{\text{пр}}$, так и угловой скорости ω_1 :

$$\frac{dT_{\text{пр}}}{dt} = N_{\text{дин}} = \frac{\omega_1^2}{2} \frac{dI_{\text{пр}}}{dt} + \omega_1 \varepsilon_1 I_{\text{пр}},$$

где $\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt}$ — угловое ускорение звена приведения.

Однако расчет динамической мощности

$$N_{\text{дин}} = M_{\text{дин}} \omega_1, \quad (5)$$

а, в итоге, динамического момента удобнее вести в зависимости не от времени, а от угла поворота кривошипа. Тогда, переходя к новой переменной φ , динамическую мощность представим в виде

$$N_{\text{дин}} = \frac{\omega_1^2}{2} \frac{dI_{\text{пр}}}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} + \omega_1 \varepsilon_1 I_{\text{пр}}. \quad (6)$$

Сопоставив выражения (5) и (6) с учетом определения $\omega_1 = d\varphi/dt$, найдем динамический момент

$$M_{\text{дин}} = \frac{\omega_1^2}{2} \frac{dI_{\text{пр}}}{d\varphi} + \varepsilon_1 I_{\text{пр}}. \quad (7)$$

Значения первой производной приведенного момента инерции по углу поворота кривошипа можно определить приближенно, используя, например, аппроксимацию первой производной конечными разностями:

$$I'_{\text{пр}i} \equiv \left(\frac{dI_{\text{пр}}}{d\varphi} \right)_i \cong \frac{I_{\text{пр}(i+1)} - I_{\text{пр}(i)}}{\varphi_{(i+1)} - \varphi_{(i)}}, \quad i = 1, 2, \dots, n-1; \quad (8)$$

здесь $\varphi_{(i+1)}$, φ_i , $I_{\text{пр}(i+1)}$, $I_{\text{пр}(i)}$ — значения угла поворота кривошипа и приведенного момента инерции для $i+1$ и i -го положения кривошипа, соответственно; n — количество интервалов дифференцирования.

Результаты вычислений представляют в виде графика $I'_{\text{пр}}(\varphi)$ на том же рисунке, где уже изображена зависимость $I_{\text{пр}}(\varphi)$.

При достаточно плавном графике функции $I_{\text{пр}}(\varphi)$ приемлемая точность дифференцирования достигается, как показывает опыт расчетов, при разбиении углового пути $\Delta\varphi = 2\pi$, пройденного кривошипом за один оборот,

на 22...25 интервалов неравной длины – тем короче, чем быстрее изменяется первообразная функция. По существу, такая схема отвечает полигональной аппроксимации рассматриваемой функции. Тангенс же угла наклона каждого участка представляет приближенное значение искомой производной, которое логично отнести к середине интервала дифференцирования.

В том случае, когда дифференцируемая функция может быть аппроксимирована квадратичной параболой, точность этой операции может быть несколько повышена применением специальной схемы [3]:

$$I'_{\text{пр}1} = \frac{3}{\pi}(-I_{\text{пр}3} + 4I_{\text{пр}2} - 3I_{\text{пр}1});$$

$$I'_{\text{пр}i} = \frac{3}{\pi}(I_{\text{пр}(i+1)} - I_{\text{пр}(i-1)}), \quad i = 2, 3, \dots (n-1);$$

$$I'_{\text{пр}13} = \frac{3}{\pi}(3I_{\text{пр}13} - 4I_{\text{пр}12} + I_{\text{пр}11}).$$

Следует иметь в виду, что экстремальные значения (локальные и глобальные) полученной функции $I'_{\text{пр}}(\varphi)$ часто реализуются в моменты времени, не совпадающие с ранее выбранными (1...12). Таким образом, чтобы «не потерять» соответствующие значения динамического момента (это может привести к выбору редуктора, который окажется перегруженным) все экстремумы производной $I'_{\text{пр}}(\varphi)$ целесообразно отнести к ближайшим «стандартным» моментам времени, о чем необходимо сделать соответствующее замечание в тексте.

Вычисленные и скорректированные как было указано выше величины производной также заносятся в таблицу (табл. 18).

При расчете $M_{\text{дин}}$ (см. выражение (7)) следует учесть, что в данном варианте курсового проекта угловая скорость кривошипа постоянна:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}, \text{ следовательно, его угловое ускорение } \varepsilon_1 = 0.$$

Найденные значения динамического момента сводят в таблицу (см. табл. 18) и представляют в виде графика $M_{\text{дин}}(\varphi)$.

5.4 Определение суммарного момента M_{Σ}

Момент движущих сил $M_{\text{дв}}$ в соответствии с зависимостью (2) был определен в предположении, что кинематические пары механизма идеальны.

Влияние сил трения на практике обычно учитывают с помощью коэффициента полезного действия η .

Таким образом, равенство (2) для суммарного момента движущих сил M_{Σ} с учетом потерь на трение примет вид

$$M_{\Sigma} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{\eta} \\ \eta \end{array} \right\} (M_{\text{ст}} + M_{\text{дин}}),$$

где выражение $1/\eta$ соответствует работе привода в режиме двигателя ($M_{\text{ст}} + M_{\text{дин}} > 0$) и η — в режиме генератора ($M_{\text{ст}} + M_{\text{дин}} < 0$), когда привод играет роль тормоза.

При последовательном соединении кинематических пар их общий КПД определяется выражением

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n, \tag{9}$$

при параллельном —

$$\eta = (\eta_1 + \eta_2 + \dots + \eta_n) / n \tag{10}$$

(в последнем случае предполагается, что поток мощности распределяется между кинематическими парами равномерно); здесь η_i — КПД i -ой пары; n — число кинематических пар.

Для определения КПД механизма необходимо изобразить его кинематическую схему и назначить η_i кинематических пар, учитывая, что значение КПД подшипника скольжения лежит в пределах $\eta_c = 0,97 \dots 0,99$; подшипника качения — $\eta_k = 0,98 \dots 0,995$; КПД пар скольжения (ползунов, направляющих) — $\eta_{\text{пн}} = 0,65 \dots 0,9$ в зависимости от точности исполнения узла, условий смазки и степени его защиты от загрязнения.

Равенства (9), (10) позволяют рассчитать КПД произвольной кинематической цепи, например, такой, какую представляет сочетание кинематических пар в механизме, показанном на рис. 37,

$$\eta_{\Sigma} = \frac{\eta_c + \eta_c}{2} \eta_c \cdot \eta_k \frac{\eta_c + \eta_c}{2} \cdot \eta_k \cdot \eta_{\text{пн}} \cdot \eta_{\text{шн}} = \eta_c^3 \cdot \eta_k^2 \cdot \eta_{\text{пн}} \cdot \eta_{\text{шн}}.$$

Если потери на трение в кинематической паре «штанга–направляющая» уже были учтены явным образом, например, при подсчете $M_{\text{ст}}(\varphi)$ (см. нагрузочную диаграмму на рис. 34), КПД этой пары следует принять

$$\eta_{\text{шн}} = 1.$$

По вычисленным значениям суммарного момента строят график характеристики нагруженности привода $M_{\Sigma}(\varphi)$.

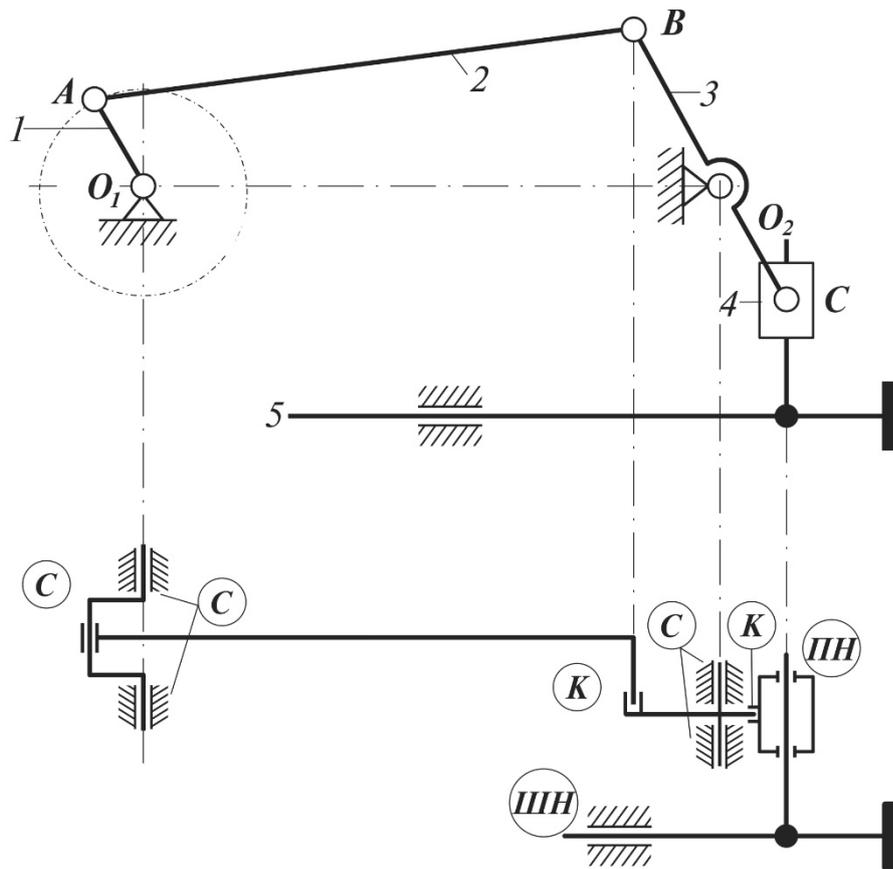


Рис. 37. Кинематическая цепь рассматриваемого механизма с последовательным и параллельным соединением кинематических пар

6. ВЫБОР РЕДУКТОРА

Подавляющее большинство применяемых в общем машиностроении механических редукторов выполнено на основе зубчатых передач.

Зубчатыми называют механизмы (передачи), в которых движение между звеньями (зубчатыми колесами) передается с помощью последовательно зацепляющихся зубьев. Их основное достоинство заключается в том, что при одинаковых характеристиках (передаваемая мощность, скорость) они значительно более компактны по сравнению с другими видами передач. Зубчатые передачи имеют высокий КПД (до 0,98 для одной ступени), сохраняют постоянство передаточного отношения, поэтому их используют для передачи и преобразования движения в широком диапазоне мощностей (до $1,5-10^5$ кВт) и скоростей (до 200 м/с). К недостаткам относят сложность изготовления точных передач, возможность возникновения шума и вибрации при недостаточной точности изготовления и сборки, невозможность бесступенчатого регулирования частоты вращения ведомого вала.

Редукторы с цилиндрическими передачами способны передавать крутящий момент в широком диапазоне значений, обеспечивать необходимое передаточное отношение, обладают высоким коэффициентом полезного действия, относительной простотой конструкции, удобством монтажа и демонтажа, высокой ремонтпригодностью.

Зубчатые колеса редукторов могут быть прямозубыми, косозубыми и шевронными.

Основные параметры редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами регламентированы. Так ГОСТом 2185-66 устанавливаются межосевые расстояния a_w , номинальные передаточные числа i_n , коэффициенты ширины зубчатых колес $\psi_{bd} = t_k/d_1$ (t_k — ширина зубчатого венца колеса; d_1 — диаметр делительной окружности шестерни) и приводятся рекомендуемые сочетания межосевых расстояний и общие номинальные передаточные числа для зубчатых цилиндрических передач.



В настоящее время не существует единой стандартизованной методики выбора редукторов. Такие методики устанавливаются проектными организациями и заводами-изготовителями и приводятся в соответствующих каталогах. Разработаны графики унифицированных режимов работы машин и редукторов, которые характеризуются длительностью рабочего цикла и колебаниями величины нагрузки. Обычно различают четыре режима работы: средний (С), тяжелый (Т), весьма тяжелый (ВТ) и непрерывный (Н). Большинство разработчиков одновременно с длительностью рабочего цикла учитывает характер приложения нагрузки со стороны приводимой машины к зубчатым передачам редукторов (динамичность нагрузки). Устанавливаются коэффициенты характера нагрузки, соответствующие спокойной и переменной нагрузке, умеренным и сильным толчкам и, наконец, ударам.

В зависимости от области применения цилиндрические редукторы делятся на редукторы общего назначения и редукторы среднего и тяжелого машиностроения.

К первой группе (общего назначения) относятся редукторы типов ЦУ и МЦ.

У редукторов типа ЦУ номинальный крутящий момент (отвечающий максимальной мощности N_{max}) на тихоходном валу составляет $T_T = 250...4000$ Нм при номинальных передаточных числах $i_n = 2...6,3$.

Редукторы типа МЦ (мотор-редукторы) представляют собой конструктивно объединенные цилиндрический редуктор и электродвигатель. Мотор-редукторы данного ряда обеспечивают передачу крутящего момента на выходном валу $T_T = 63...490$ Нм при номинальных передаточных числах

$i_H = 2,5 \dots 4$. Для комплектации мотор-редукторов применяют асинхронные трехфазные короткозамкнутые электродвигатели серии ЧА-РЗ мощностью $N_D = 1,5 \dots 18,5$ кВт.

К цилиндрическим редукторам приводов машин среднего и тяжелого машиностроения относятся редукторы типов Ц и РЦО. Последние используются в приводах горнорудного и металлургического производства; они характеризуются номинальным крутящим моментом на тихоходном валу $T_T = 200 \dots 63000$ Нм при номинальных передаточных числах $i_H = 2,0 \dots 7,1$.

Редукторы типа Ц предназначены для привода мощных крупногабаритных машин в режиме длительной эксплуатации и рассчитаны на передачу крутящего момента на тихоходном валу $T_T = 125000 \dots 355000$ Нм при передаточных числах $i_H = 1,6 \dots 6,3$.

Выбор редуктора (мотор-редуктора) по каталогам (например, [4]) производят в несколько этапов:

- определение типоразмера;
- проверка консольных нагрузок;
- проверка отсутствия перегрева.

Тип редуктора определяется следующими признаками: видом используемой передачи (цилиндрическая, коническая, червячная), количеством ступеней, расположением валов в пространстве.



Для выбора редуктора необходимы следующие данные: расчетное передаточное отношение u , максимальный T_{\max} или *номинальный эквивалентный* $T_{HЭ}$ крутящий момент на тихоходном валу, режим эксплуатации, конструктивные и эксплуатационные особенности привода (комплектность, взаимное расположение валов, уровень шума и т.д.).

Выбор типоразмера редуктора (мотор-редуктора) сводится к определению по каталогу его главного параметра:

- межосевого расстояния a_w для цилиндрических и червячных одноступенчатых редукторов;
 - внешнего делительного диаметра конического колеса d_{e2} для конических.
- При выборе многоступенчатого редуктора параметры a_w и d_{e2} определяют для тихоходной ступени.



Параметры выбираемого редуктора (мотор-редуктора) должны удовлетворять следующим условиям:

$$T_{\text{ном}} \geq T_{HЭ}; \quad (11)$$

$$T_{HЭ} = k_{\text{реж}} T_{\max}; \quad (12)$$

$$F_{R\text{ном}} \geq k_{\text{реж}} F_{R\text{max}}; \quad (13)$$

$$N_{\max} \leq N_{\text{терм}} \quad (\text{условие отсутствие перегрева}), \quad (14)$$

где $k_{\text{реж}}$ — коэффициент режима работы;

$T_{\text{ном}}$ — момент на тихоходном валу, приводимый в каталоге для продолжительной работы редуктора при постоянной нагрузке (например, [4], табл. 64, 81, 90 для редукторов типа ЦУ, МЦ и РЦО, соответственно);

$T_{\text{нэ}}$ — постоянной величины момент на тихоходном валу, воздействие которого на привод эквивалентно реальному переменному моменту;

T_{\max} — наибольший крутящий момент на тихоходном валу при нормально протекающем технологическом процессе;

$F_{R\text{ном}}$ — значение радиальных консольных нагрузок на валах редуктора (мотор-редуктора), соответствующих $T_{\text{ном}}$ (приводятся в каталоге);

$F_{R\max}$ — наибольшее значение радиальных консольных нагрузок на валах редукторов (мотор-редукторов) при нормально протекающем технологическом процессе (см. табл. 64, 81, 90 [4]);

$N_{\text{терм}}$ — допускаемое значение передаваемой редуктором мощности (см. табл. 65 — ЦУ, 90 — РЦО [4]). При выборе мотор-редуктора допускаемое значение мощности лимитируется мощностью комплектующего электродвигателя (табл. 81 [4]).

При выборе типоразмера вначале по формуле (12) подсчитывают эквивалентный момент $T_{\text{нэ}}$, затем по каталогу подбирают ближайшее к нему значение $T_{\text{ном}}$ удовлетворяющее условию (11).

6.1 Определение коэффициента режима работы $k_{\text{реж}}$

Существуют два способа определения коэффициента $k_{\text{реж}}$ — при полной и неполной информации о выбираемом редукторе [5]. Первый способ точнее, однако довольно трудоемок, поэтому при выполнении проекта рекомендуется воспользоваться вторым, более простым.

В этом случае исходными данными служат тип редуктора, максимальный крутящий момент T_{\max} , наличие перегрузок и толчков; период включения (ПВ, %), длительность работы в течение суток, вид двигателя и приводимой машины, реверсивность нагрузки, величина консольной нагрузки $F_{R\max}$, мощность $N_{\text{терм}}$.

Значение $k_{\text{реж}}$ для зубчатых цилиндрических и конических редукторов определяется зависимостью

$$k_{\text{реж}} = K_{\text{дв}} K_{\text{ПВ}} K_{\text{с}} K_{\text{м}} K_{\text{рев}}; \quad (15)$$

здесь $K_{\text{дв}}$ — коэффициент, величина которого зависит от группы двигателя (табл. 19). К группе 1 относятся электродвигатели, многоцилиндровые (не

менее 8 цилиндров) двигатели внутреннего сгорания, газовые или гидравлические турбины; к группе 2 — четырех- и шестицилиндровые двигатели внутреннего сгорания, паровые турбины; к группе 3 — одно- и двухцилиндровые двигатели внутреннего сгорания.

Таблица 19

Значения коэффициента $K_{дв}$

Группа двигателей	1	2	3
$K_{дв}$	1,0	1,2	1,4

Ряд значений коэффициента $K_{ПВ}$ для зубчатых редукторов (мотор-редукторов) регламентируется ГОСТ 21164-75 (табл. 20); здесь величина ПВ (периода включения) определяется отношением

$$ПВ = \frac{t_p}{t_{ц}}$$

(t_p — время работы в цикле; $t_{ц}$ — длительность цикла).

Таблица 20

Значения коэффициента $K_{ПВ}$ для зубчатых редукторов

ПВ, %	100	60	40	25	15
$K_{ПВ}$	1,00	0,90	0,80	0,70	0,67

Значения коэффициента K_c в зависимости от продолжительности t работы редуктора в течение суток приведены в табл. 21.

Таблица 21

Значения коэффициента K_c для зубчатых редукторов

t , час	до 1	1...3	8...12	24
K_c	0,7	0,8	1,0	1,2

Величина коэффициента K_m зависит от группы приводимой машины, его значения сведены в табл. 22. Различают группы машин со следующими характеристиками.

Группа 1. Работа без толчков, нагрузка практически неизменна, 4... 10 пусков в час. К этой группе машин относят электрические генераторы, лен-

точные, пластинчатые и шнековые конвейеры, легкие подъемники, электротельферы, легкие вентиляторы, центробежные компрессоры, зубчатые насосы, приводы подачи станков и т.п.

Таблица 22

Значения коэффициента K_M для зубчатых редукторов

Группа приводимых машин	1	2	3
K_M	1,0	1,2	1,4

Группа 2. Работа с легкими и умеренными толчками, нагрузка в течение цикла меняется незначительно, число пусков в час — 20...60. К этой группе относят тяжелые вентиляторы, поворотные устройства подъемных кранов, поршневые насосы с несколькими цилиндрами, главные приводы станков, деревообрабатывающие станки, центробежные насосы и т.п.

Группа 3. Работа с сильными толчками, до 120 пусков в час. В эту группу машин входят одноцилиндровые компрессоры, приводы механизмов доменных печей, шлифовальные и протяжные станки, блюминги, вращающиеся трубчатые печи и т.п.

Использование мотор-редукторов в качестве привода машин 2 и 3 групп **не рекомендуется.**

Величина коэффициента реверсивности может принимать два значения: для нереверсивной работы $K_{рев} = 1,00$; для реверсивной — $K_{рев} = 0,75$.



В первом приближении, в частности, при отсутствии ряда данных, для определения *номинального эквивалентного момента* $T_{НЭ}$ можно воспользоваться упрощенным способом:

$$T_{НЭ} = k_1 k_2 T_{ЭКВ},$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий частоту n_B вращения быстроходного вала ($k_1 = 1$ при $n_B \leq 1500$ об/мин, $k_1 = 2$ при $n_B > 1500$ об/мин);

k_2 — коэффициент, отражающий характер (динамичность) нагрузки (определяется по виду функции $M(\varphi)$ — см. раздел 5; его величину следует предварительно **согласовать с преподавателем**);

$T_{ЭКВ}$ — такой постоянный по величине момент, который за один технологический цикл совершает ту же работу, что и реальный переменный момент $M(\varphi)$:

$$T_{ЭКВ} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} |M_{\Sigma}(\varphi)| d\varphi \cong \frac{1}{2\pi} \sum_{i=1}^n (|M_{\Sigma(i)}| + |M_{\Sigma(i+1)}|) \frac{\Delta\varphi}{2}. \quad (16)$$

Для приближенного интегрирования функции $M(\varphi)$ можно использовать, например, формулу трапеций (индексы « i », « $i+1$ » соответствуют значениям параметров в соседние моменты времени) или воспользоваться геометрическим смыслом интеграла как площади, заключенной под графиком подинтегральной функции (в данном случае — **без учета знака!**) в пределах интервала интегрирования.

6.2 Проверка консольных нагрузок

При соединении валов с помощью муфт на них помимо крутящего момента действуют поперечные (радиальные) силы и (или) изгибающие моменты, обусловленные как конструктивными особенностями муфты, так и возможными радиальной и угловой несоосностями осей соединяемых валов. В табл. 23 приведены эмпирические зависимости для определения консольной нагрузки, соответствующей предельно допустимым радиальному смещению и перекосу осей. Полученные значения радиальных консольных нагрузок должны удовлетворять условию (13); в случае его невыполнения

Таблица 23

Значения консольных нагрузок при соединении валов муфтой [6]

Тип муфты	Величина консольной нагрузки
Кулачково-дисковая	$F_R = (0,3...0,7) \frac{T}{D_M},$ D_M – наружный диаметр муфты
Втулочно-пальцевая	$F_R = (0,4...0,7) \frac{T}{D_{II}},$ D_{II} – диаметр расположения осей пальцев
Зубчатая	$F_R = \frac{0,3T}{l},$ l – расстояние от зубчатого соединения до торца муфты
Кулачковая	$F_R = \frac{2T}{D_K},$ D_K – средний диаметр кулачков

Примечание: F_R – радиальная сила; T – максимальный крутящий момент на валу.

следует перейти к типоразмеру редуктора с большей нагрузочной способностью. В каталогах отмечается, что осевые консольные нагрузки на валы нежелательны.

6.3 Проверка отсутствия перегрева

Отсутствие перегрева в редукторах приводов, работающих в продолжительном режиме, обеспечивается выполнением условия (14). При несоблюдении его следует перейти к следующему типоразмеру редуктора или предусмотреть дополнительные меры по охлаждению. Редукторы, для которых в каталогах не приводится величина мощности $N_{\text{терм}}$ по критерию перегрева не проверяются.

Примеры сборочных чертежей, габаритные и присоединительные размеры цилиндрических одноступенчатых редукторов типа ЦУ, МЦ и РЦО приведены в альбоме-каталоге [4] (листы 28, 29; 38, 39; 42, 43 и табл. 63, 80, 86...87, соответственно). Параметры зубчатого зацепления этих редукторов представлены в табл. 66, 82, 88...89 [4].

Значения основных эксплуатационных и конструктивных параметров выбранного редуктора заносят в таблицу вида табл. 24, а затем подсчитывают отклонения фактических (табличных) значений передаточного числа i_{ϕ} и крутящего момента $T_{\text{ном}}$ на тихоходном валу от расчетных:

$$\delta_i = \frac{u - i_{\phi}}{u} \cdot 100\%, \quad \delta_T = \frac{T_{\text{ном}} - T_{\text{нз}}}{T_{\text{нз}}} \cdot 100\%.$$

Допустимая величина отклонения δ_i — $\pm 4\%$; δ_T в меньшую сторону — не более $(-5)\%$, положительное отклонение строгого ограничения не имеет.

В следующей таблице необходимо привести характеристики подшипника, монтируемого на тихоходном валу (табл. 25); обозначения его геометрических параметров представлены на рис. 38.

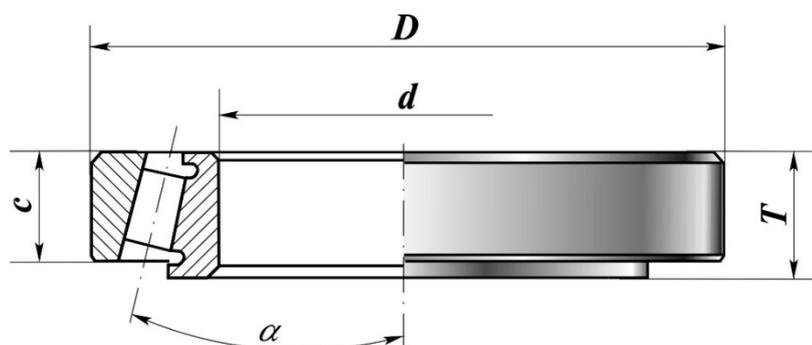


Рис. 38. Схема роликового радиально-упорного однорядного конического подшипника качения

После выбора редуктора приступают к оценке работоспособности его основных элементов.

Таблица □. Значения эксплуатационных и конструктивных параметров редуктора ... [□]

Обозначение	Единица измерения	Наименование параметра	Значение параметра
H	мм	высота редуктора	
B	мм	ширина редуктора	
L	мм	длина редуктора	
a_w	мм	межцентровое расстояние передачи	
m	мм	нормальный модуль зубчатого зацепления	
t_k	мм	ширина зубчатого венца колеса	
z_1	—	число зубьев колеса	
z_2	—	число зубьев шестерни	
i_ϕ	—	передаточное число редуктора	
β	градусы	угол наклона зубьев	
d_T	мм	посадочный диаметр хвостовой части тихоходного вала	
ΔL_m	мм	длина хвостовой части тихоходного вала под полумуфту	
—	—	номер подшипника на тихоходном валу	
—	—	материал и термообработка колеса и шестерни (назначается преподавателем)	
—	—	материал и термообработка тихоходного вала(назначается преподавателем)	

Таблица □. Характеристики подшипника качения ... [□]

Обозначение	Единица измерения	Наименование параметра	Значение параметра
D	мм	внешний диаметр подшипника	
d	мм	внутренний диаметр подшипника	
T	мм	габаритная ширина подшипника	
c	мм	ширина внешнего кольца подшипника	
C	кН	динамическая грузоподъемность	
X	—	коэффициент радиальной нагрузки	
Y	—	коэффициент осевой нагрузки	
e	—	величина критического отношения радиальной и осевой нагрузок	
α	градусы	номинальный угол наклона оси тела качения к оси подшипника	

7. РАСЧЕТ ТИХОХОДНОГО ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ

Валы служат для поддержания вращающихся деталей (зубчатых колес, полумуфт, шкивов, звездочек и др.) и передачи вращательного движения. В редукторах общего назначения выполняются, как правило, ступенчатыми, что позволяет приблизить их к равнопрочной конструкции. Такие валы более удобны при монтаже отдельных элементов и сборке узла, так как обеспечивают свободное продвижение детали по валу до места посадки, а уступы предохраняют детали от осевого смещения и фиксируют их положение при сборке. В ступенчатых валах проще, чем в гладких, дифференцировать требования в отношении точности обработки, шероховатости и термической обработки для поверхностей различных участков (типичный вид термообработки заготовки в целом — нормализация или улучшение,

участки под подшипники и шлицованную часть вала подвергают поверхностной закалке или цементации). Диаметральные размеры посадочных участков выполняют по ГОСТ 6636-69, поскольку на них существуют калибры массового производства.

Оценка работоспособности наиболее нагруженного — тихоходного — вала выбранного редуктора производится исходя из условий его нагружения (совместного действия кручения и изгиба), в данном случае, только по критерию прочности: валы одноступенчатых редукторов получаются относительно короткими, поэтому условия жесткости для них заведомо удовлетворяются.

Вначале в ходе проектировочного расчета по критерию статической прочности уточняют размеры вала с учетом значений прочностных характеристик конкретной марки стали. На этом этапе влияние конструктивных и технологических факторов, а также переменности нагружения учитывается лишь косвенно, за счет выбора соответствующей величины допускаемого напряжения. Далее определяют вид (шпоночное, шлицевое) соединения колеса с валом и его основные размеры. В заключение выполняется проверочный, наиболее корректный, расчет вала по критерию выносливости (усталостной прочности).

Перед тем, как приступить к выполнению этих действий, необходимо сформировать расчетную схему вала, то есть, произвести схематизацию как нагрузок, так и геометрических параметров объекта. Работа материала в пределах допускаемого напряжения полагается упругой.

7.1 Определение усилий, действующих на вал

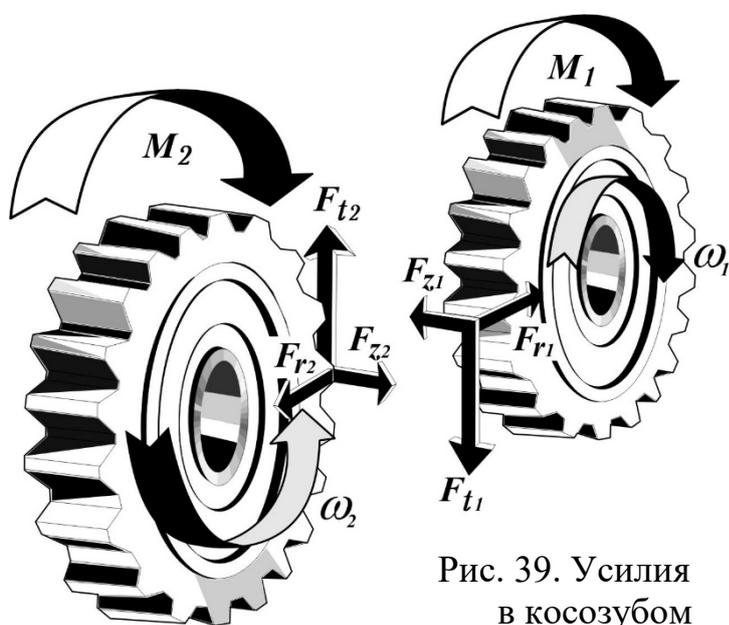


Рис. 39. Усилия в косозубом зубчатом зацеплении

Нагрузки на валы редуктора обусловлены как усилиями, возникающими в зубчатом зацеплении, так и консольными нагрузками, приложенными в местах установки муфт. Положение полюса зацепления — точки приложения нагрузок (рис. 39) — определяется взаимным расположением (в вертикальной или горизонтальной плоскости — в зависимости от типа выбранного редуктора) валов.

В зубчатом косозубом зацеплении цилиндрической передачи силу F_1 , действующую на шестерню со стороны колеса, и силу F_2 , действующую на колесо со стороны шестерни, в полюсе зацепления можно разложить на окружную $F_{t1} = F_{t2}$, радиальную $F_{r1} = F_{r2}$ и осевую $F_{z1} = F_{z2}$ составляющие (см. рис. 39):

$$F_t = \frac{2M_2}{d_{w2}}; \quad F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}; \quad F_z = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

где M_2 – момент, передаваемый валом, на котором монтируется зубчатое колесо; α_w – угол зацепления передачи в нормальном сечении ($\alpha_w \cong 20^\circ$).



Будем считать, что колеса в зубчатом зацеплении являются **некорригированными**. У таких колес делительная окружность совпадает с начальной. Тогда диаметр делительной (а в нашем случае, и начальной) окружности колеса определяется зависимостью

$$d_{w2} = \frac{m}{\cos \beta} \cdot z_2,$$

где m – нормальный модуль зубчатого зацепления; β – угол наклона линии зуба; z_2 – число зубьев колеса.

Консольные нагрузки в местах установки муфт связаны с несоосностью быстроходного вала редуктора относительно вала двигателя и (или) тихоходного вала редуктора относительно вала привода рабочей машины. Определение нагрузок в зависимости от типа муфты и величины передаваемого момента было приведено ранее (см. табл. 23).

Следует иметь в виду, что консольная сила F_R со стороны муфты направлена перпендикулярно оси вала, но ее ориентация по отношению к окружной силе F_t может быть любой (неточность монтажа муфты носит случайный характер). Рекомендуется поэтому принять наиболее неблагоприятный случай нагружения – направить силу F_R противоположно силе F_t , что увеличивает значения поперечной силы и изгибающего момента в вале.

7.2 Определение геометрических параметров расчетной схемы вала

Валы и оси являются типовыми, вполне традиционными деталями машин, так что конструкторской практикой накоплен богатый опыт их проектирования. Вытекающие из него основные рекомендации сводятся к следующему.

1. Валы следует конструировать по возможности гладкими, с минимальным числом уступов (участков).

2. Торцы валов и их уступов выполняют с фасками для удобства монтажа деталей.

3. Для снижения концентрации напряжений в области посадочных поверхностей перепады ступеней (переходы между участками) должны быть минимальны, а сами переходы выполняют посредством *галтелей*.

4. Выбор рациональной формы вала зависит от типа производства. При единичном производстве валы выполняют без буртиков. При массовом производстве валы изготавливают из специальных поковок, которые позволяют применять упорные бурты.

5. Для увеличения изгибной жесткости валов монтируемые детали следует располагать возможно ближе к опорам.

6. Для повышения несущей способности валов производят упрочнение их поверхностей (закалка ТВЧ, цементация, азотирование, накатка роликами, дробеструйный наклеп).

7. При разработке конструкции вала надо иметь в виду, что резкое изменение размеров и формы сечения (резьба под установочную гайку, шпоночный паз, канавка, отверстие и т.д.) вызывает концентрацию напряжений, уменьшая сопротивление усталости.

Формирование расчетной схемы вала производится на основе сборочного чертежа выбранного редуктора и таблиц внешних и внутренних размеров, приведенных в альбоме-каталоге [4]. В результате должны быть получены размеры l_{k1} , l_{k2} , l_m , определяющие положение срединной плоскости зубчатого колеса относительно опор и место приложения усилия со стороны муфты. Соединение вала с корпусом редуктора с помощью подшипников качения схематизируют в виде шарнирных опор (рис. 39). В расчетно-пояснительной записке на аналогичном рисунке следует привести как **обозначение**, так и **значение** каждого параметра.

Ниже в качестве примера приводится порядок определения необходимых размеров тихоходного вала одноступенчатого цилиндрического мотор-редуктора типа МЦ. Обратите внимание, как приведенные выше рекомендации реализованы при проектировании реальной конструкции.

Вначале определяют расстояние между внешними торцами подшипников:

$$L=2T+t_k+b+a,$$

где T — габаритная ширина подшипника; t_k — ширина венца зубчатого колеса; b — ширина упорного буртика; a — разность между длиной ступичной части колеса и шириной зубчатого венца; величины a и b можно получить масштабированием чертежа прототипа.

$$l_{\text{расч}} = L - 2\left(\frac{c}{2} + s\right);$$

размер l_{k2} , задающий положение срединной плоскости зубчатого колеса (в данном случае целесообразно начать с него) —

$$l_{k2} = \frac{t_k}{2} + T - \left(\frac{c}{2} + s\right);$$

величина l_{k1} —

$$l_{k1} = l_{\text{расч}} - l_{k2}.$$

Наконец, расстояние l_m , определяющее место приложения силы F_R со стороны муфты, может быть найдено следующим образом (рис. 40):

$$l_m = L_m + \frac{c}{2} + s - \frac{\Delta L_m}{2}.$$

Длина участка ΔL_m вала под полумуфту приводится среди прочих геометрических параметров редуктора в альбоме [4]; размер L_m определяется путем масштабирования сборочного чертежа прототипа.

Теперь, когда все элементы расчетной схемы тихоходного вала полностью определены, можно сформировать ее окончательно и приступить к расчету диаметра вала в опасном сечении.

7.3 Проектировочный расчет вала по критерию статической прочности

Как уже было сказано ранее, расчет тихоходного вала по критерию статической прочности выполняется как проектировочный — в результате его определяют диаметр вала в опасном — наиболее нагруженном — сечении, а затем сопоставлен с величиной $d_{\text{кат}}$ (см. рис. 40), полученной с помощью сборочного чертежа редуктора из альбома-каталога [4].



Напомним, что на этом этапе влияние конструктивных (диаметр вала, наличие концентраторов напряжений) и технологических (качество обработки поверхности) факторов, а также переменности и асимметрии нагружения учитывается лишь косвенно, за счет выбора соответствующей величины допускаемого напряжения. Пренебрежем также влиянием на прочность нормальных напряжений от нормальной силы и касательных напряжений от поперечной силы.

Соединение вала с корпусом редуктора с помощью радиально-упорных конических подшипников схематизируют двух- и трехсвязными шарнир-

ными опорами (рис. 40, 41), которые после отбрасывания заменяют соответствующими реакциями связей (рис. 41). Усилия, действующие в зубчатом зацеплении (см. подраздел 7.1), приводят к оси вала; в результате получают окружную F_t , радиальную F_r и осевую F_z силы и две пары сил с моментами, равными $\frac{F_t d_w}{2}$ и $\frac{F_z d_w}{2}$, соответственно от окружной и осевой сил — см. рис. 40 (индекс «2», обозначающий принадлежность соответствующего параметра колесу, для краткости опущен). Обратите внимание на положение точки P приложения сил F_i (полюса зацепления): валы мотор-редукторов типа МЦ расположены в вертикальной плоскости в то время как валы редукторов ЦУ и РЦО — в горизонтальной.

Кроме того, к оси вала прикладывают противоположно силе F_t консольную нагрузку F_R (см. подраздел 7.1 и табл. 23) со стороны муфты, соединяющей тихоходный вал редуктора с осью кривошипа рабочей машины. Такое расположение сил отвечает, как уже говорилось, наиболее неблагоприятному варианту нагружения.

Рекомендуется следующий порядок действий.

1. Обозначив опоры, например, буквами A и B , ввести систему координатных осей x, y, z , совместив ее начало с одной из опор.

2. Отбросить опоры и заменить их реакциями связей ($X_A, Y_A, Z_A; X_B, Y_B$).

3. Окружную силу F_t направить так, чтобы направление момента ее относительно оси z (оси вала) соответствовало режиму работы привода (двигатель или генератор) в рассматриваемый момент времени — когда функция момента движущих сил $M_\Sigma(\varphi)$ достигает значения M_Σ^{\max} . Уравновесить момент окружной силы $\frac{F_t d_w}{2}$ моментом сопротивления механизма M_Σ^{\max} и привести все действующие в полюсе зацепления P силы к оси вала.

4. Приложить консольную силу F_R в направлении, противоположном направлению силы F_t . Направления усилий, показанные на рис. 40, соответствуют работе привода в режиме двигателя.

5. Записать условие равновесия вала в форме сумм моментов относительно вертикальной и горизонтальной осей в сечениях A и B , а также в виде суммы проекций сил на ось z и найти неизвестные реакции связей.

6. Проверить полученные значения, применяя еще неиспользованные уравнения (например, проецируя все действующие силы на оси x, y).

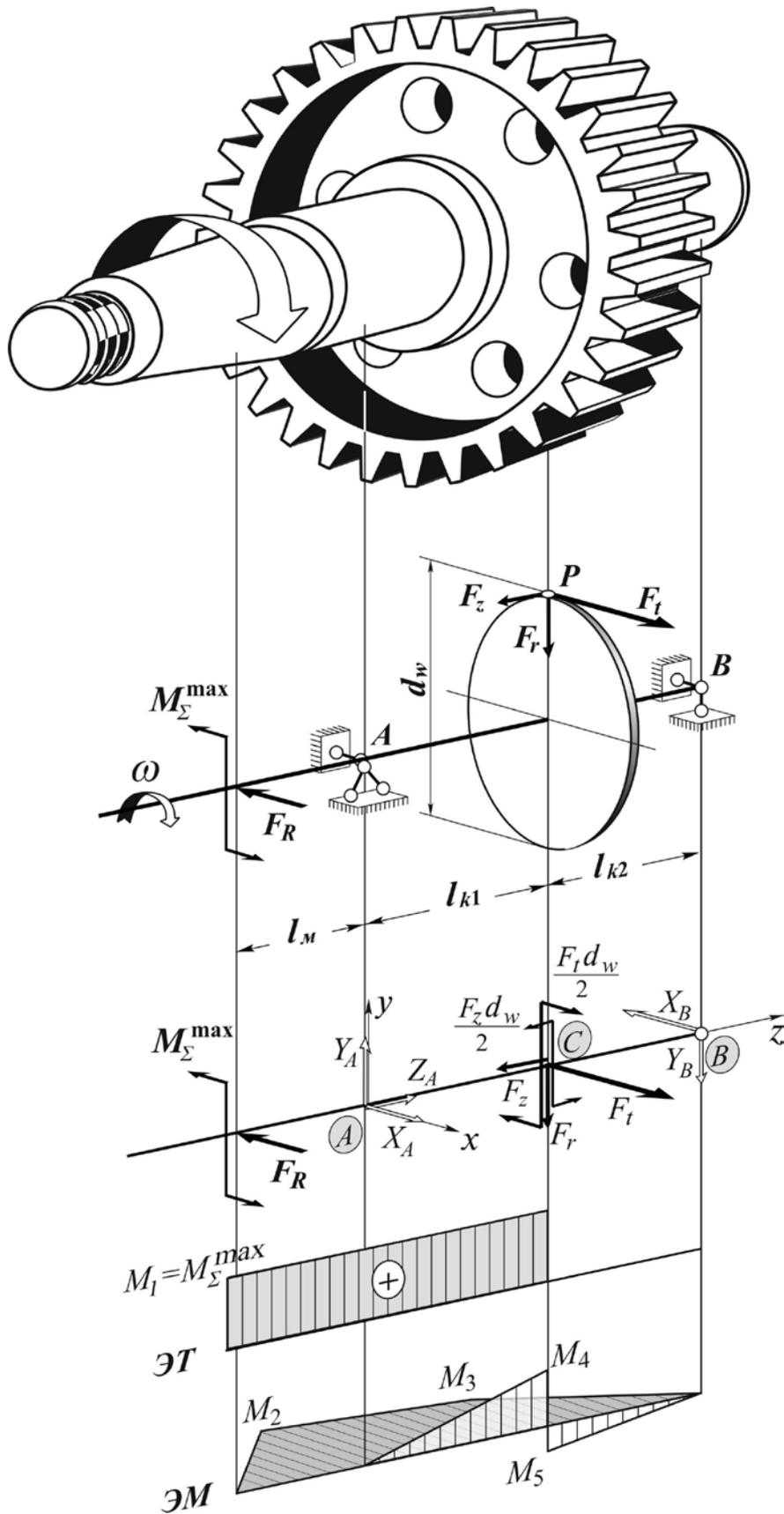


Рис. 41. Расчетная схема вала и характер эпюр внутренних силовых факторов

7. Построить эпюры внутренних силовых факторов в валу с учетом всех (активных и реактивных) действующих нагрузок. Имея в виду принятые допущения (см. с. 60...61), достаточно изобразить эпюры крутящего $\mathcal{E}T$ и изгибающего $\mathcal{E}M$ моментов (рис. 40).

Выбор опасного сечения производится путем анализа этих эпюр. Если их характер подобен показанному на рис. 40, таковым может оказаться либо сечение A , либо C . О нагруженности каждого из них, учитывая форму поперечного сечения, можно судить по величине так называемого *эквивалентного момента*

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + T^2}$$

где M_x , M_y — составляющие изгибающего момента в **вертикальной** и **горизонтальной** плоскостях соответственно. Будем считать для определенности, что наиболее нагруженным оказалось сечение C , совпадающее со

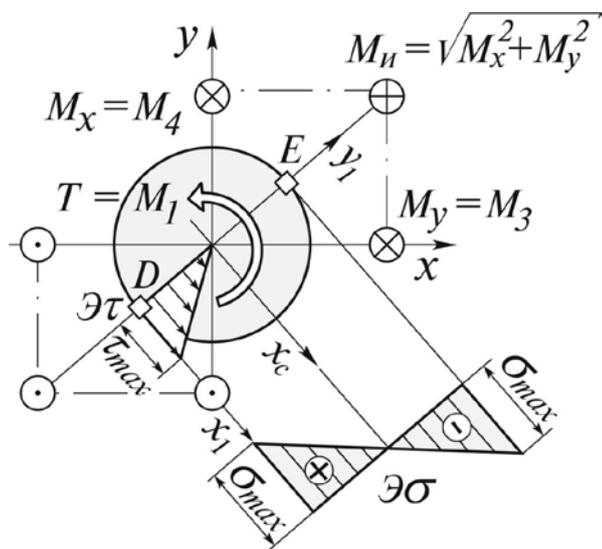


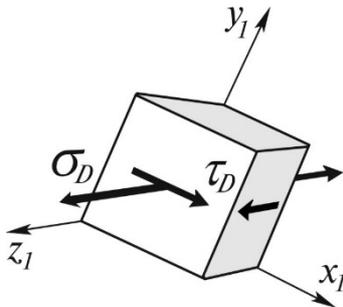
Рис. 42. Внутренние силовые факторы и распределения напряжений в опасном сечении вала C (слева)

Принимая во внимание, что в сечении круглой формы изгиб может быть только прямым, заключаем, что нейтральная линия совпадает с центральной осью x_c . Характер распределения нормальных (от изгибающего момента) и касательных (от крутящего) напряжений (рис. 42) позволяет установить, что в этом сечении имеются две равнонагруженные точки: D и E . Учитывая же равное сопротивление пластичного материала пластическому течению при растяжении и сжатии, делаем вывод, что эти точки не только равнонагружены, но и **равноопасны**.

срединной плоскостью зубчатого колеса. Заметим, что внутренние силовые факторы, действующие в этом сечении слева и справа, различны (в частности, справа отсутствует крутящий момент — см. рис. 41). Таким образом, в нашем примере эквивалентный момент в сечении C *слева* будет наибольшим, стало быть, оно и является опасным (рис. 41).

Результирующий изгибающий момент в этом сечении определяется геометрическим суммированием его составляющих в вертикальной и горизонтальной плоскостях:

$$M_{\text{и}} \equiv M_{x_c} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}.$$



Рассмотрим, например, точку D (рис. 43). Как видно, в ней реализуется так называемое *упрощенное плоское напряженное состояние*, поэтому условие прочности следует записать в терминах **ЭКВИВАЛЕНТНОГО** напряжения (в этих условиях целесообразно воспользоваться теорией максимальных касательных напряжений — третьей теорией прочности):

Рис. 43. Напряженное состояние в опасной точке D опасного сечения C (слева)

$$\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\text{III}} \leq [\sigma];$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{ЭКВ}}^{\text{III}} = \sigma_1 - \sigma_3 &= \left(\frac{\sigma_D}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_D}{2}\right)^2 + \tau_D^2} \right) - \left(\frac{\sigma_D}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_D}{2}\right)^2 + \tau_D^2} \right) = 2\sqrt{\left(\frac{\sigma_D}{2}\right)^2 + \tau_D^2} = \\ &= \sqrt{\sigma_D^2 + 4\tau_D^2} = \sqrt{\left(\frac{M_{\text{н}}}{W_{x_c}^{\oplus}}\right)^2 + 4\left(\frac{T}{W_p^{\oplus}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{M_{\text{н}}}{\pi d^3/32}\right)^2 + 2^2\left(\frac{T}{\pi d^3/16}\right)^2} = \\ &= \frac{1}{\pi d^3/32} \sqrt{M_{\text{н}}^2 + T^2} = \frac{32M_{\text{ЭКВ}}}{\pi d^3}; \end{aligned}$$

здесь $W_{x_c}^{\oplus}, W_p^{\oplus}$ — осевой и полярный моменты сопротивления сплошного круглого сечения; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение.

Валы редукторов общего назначения изготавливают из углеродистых (Сталь 20, 30, 40, 45 и 50) и легированных (20X, 40X, 40ХН, 12ХНЗА, 12Х2Н4А, 18ХГТ и др.) сталей. Заготовки подвергают улучшению или нормализации для снятия остаточных напряжений, которые могут появляться после механической обработки, и оптимизации (измельчения зерна, растворение карбидов железа и легирующих элементов) структуры материала. Значения допускаемого напряжения в зависимости от марки стали, режима термообработки и конструктивных особенностей вала приведены в табл. 26.

Подставив итоговое выражение для $\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\text{III}}$ в условие прочности, разрешим его относительно диаметра:

$$[d] = \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{ЭКВ}}}{\pi[\sigma]}}.$$

Допускаемое напряжение для валов и вращающихся осей с учетом изгиба [7]

Источник концентрации напряжения	Диаметр вала, мм	Марка стали, термообработка, механические характеристики, МПа			
		Сталь 35, Ст. 5 $\sigma_B \geq 500$; $\sigma_{-1} \geq 220$	Сталь 45, Ст. 6 $\sigma_B \geq 600$; $\sigma_{-1} \geq 260$	Сталь 45, закалка $\sigma_B \geq 850$; $\sigma_{-1} \geq 340$	40Х, закалка $\sigma_B \geq 1000$; $\sigma_{-1} \geq 400$
Деталь, посаженная с небольшим натягом	30	80	85	90	95
	50	65	70	75	80
	100	60	65	70	75
Напрессованная деталь (без усиления вала)	30	58	63	67	70
	50	48	50	55	60
	100	45	48	50	55
Галтель	30	60	70	80	90
	50	55	65	75	80
	100	50	55	65	70

Полученное значение необходимо округлить по ГОСТ 6636-69 «Нормальные линейные размеры» — Приложение 3 (погрешность округления оценивается по кубам соответствующих величин: $\delta_d = \frac{d_{ГОСТ}^3 - [d]^3}{[d]^3}$; отрицательная погрешность при этом не должна превосходить 5%) и окончательно сделать выбор

$$d = \max(d_{кат}, d_{ГОСТ}).$$

7.4 Проектировочный расчет шпоночного соединения

Для передачи усилия между валом и монтируемой на него деталью (например, колесом) применяют, в основном, призматические шпонки прямоугольного сечения по ГОСТ 23360-78 со скругленными (рис.43) или плоскими торцами. Стандартом предусматривается для различных диапазонов значений диаметра вала определенные размеры b и h поперечного сечения шпонки (табл. 27).

Таким образом, проектировочный расчет шпоночного соединения заключается в определении, во-первых, необходимого для обеспечения его

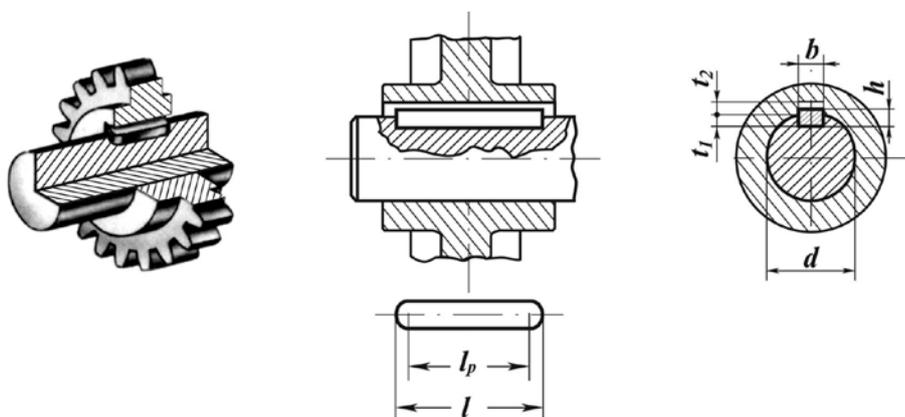


Рис. 44. Соединение соосных цилиндрических деталей с помощью призматической шпонки

прочности количества шпонок, во-вторых их длины (см. также учебное пособие [8]).



Размеры стандартных шпонок подобраны так, что лимитирующим прочностью соединения является **смятие** боковых рабочих поверхностей, причем площадь **грани, выступающей над валом**, оказывается **меньше** той, что **контактирует с пазом вала**.

Таким образом, расчет стандартного шпоночного соединения на срез не производится.

Условие прочности при смятии имеет традиционный вид:

$$\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}];$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{N_{\text{см}}}{S_{\text{см}}} = \frac{2M_{\Sigma}^{\text{max}}/d}{(h-t_1)l_p} = \frac{2M_{\Sigma}^{\text{max}}}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где M_{Σ}^{max} — наибольший момент, передаваемый валом; d — диаметр вала (для конического участка $d = d_{\text{ср}}$) в месте установки шпонки; $(h-t_1)$ — высота грани шпонки в ступице колеса (или полумуфты), работающей на смятие; l_p — рабочая длина шпонки; $[\sigma_{\text{см}}]$ — допускаемое напряжение смятия.

Последнее выражение можно разрешить относительно необходимой длины шпонки

$$l \geq \frac{2M_{\Sigma}^{\text{max}}}{d(h-t_1)[\sigma_{\text{см}}]} + b$$

(для шпонки с плоскими торцами, очевидно, следует принять $b = 0$).

Для изготовления призматических шпонок используют чистотянутые стали, обычно, малоуглеродистую Ст.5 и углеродистую Сталь 45. Допускаемое напряжение $[\sigma_{\text{см}}]$ назначают в зависимости от материалов шпонки и ступицы, а также характера нагрузки (табл. 28).

Длину шпонки выбирают из ряда допустимых значений, отвечающих диаметру вала (см. табл. 27), следя за тем, чтобы **длина ступичной части колеса превышала ее на 5...15 мм**. Если это условие не выполняется, на

Таблица 27

Некоторые размеры шпоночного соединения, мм (по ГОСТ 23360–78)

Диаметр вала d	Ширина и высота		Глубина паза вала t_1	Длина l^*
	b	h		
10...12	4	4	2,5	8...45
12...17	5	5	3,0	10...56
17...22	6	6	3,5	14...70
22...30	8	7	4,0	18...90
30...38	10	8	5,0	22...110
38...44	12	8	5,0	28...140
44...50	14	9	5,5	36...160
50...58	16	10	6,0	45...180
58...65	18	11	7,0	50...200
65...75	20	12	7,5	56...220
75...85	22	14	9,0	63...250
85...95	25	14	9,0	70...280
95...110	28	16	10,0	80...320
110...130	32	18	11,0	90...360
130...150	36	20	12,0	100...400
150...170	40	22	13,0	100...400
170...200	45	25	15,0	110...450

* Длины шпонок l выбирают из ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250.

валу могут быть установлены диаметрально противоположно две или, как исключение, три (под углом 120° друг к другу) шпонки. В этом случае при расчете длины l (см. выше) первое слагаемое следует разделить на количество шпонок. Когда же для передачи усилия и трех шпонок оказывается недостаточно, необходимо применять шлицевое соединение (см. [8] и Приложение 4).

Значения допускаемого напряжения $[\sigma_{см}]$ для призматических шпонок в стальной ступице, МПа [9]

Характер нагрузки	Материал	
	Ст.5	Сталь 45
Спокойная	100...110	190...200
С колебаниями	80...88	140...150
Ударная	55...65	95...115

Если ступица изготовлена из чугуна, приведенные значения допускаемого напряжения $[\sigma_{см}]$ должны быть уменьшены вдвое.

Для более благоприятной работы шпоночного соединения колесо рекомендуется устанавливать на вал с натягом, применяя поля допусков $\frac{H7}{r6}$ либо $\frac{H7}{s6}$. Посадка призматической шпонки в паз вала выполняется также с натягом, например, $\frac{P9}{h9}$.

Пример обозначения шпонки высотой 18, шириной 11 и длиной 50 мм:

Шпонка 18×11×50 ГОСТ 23360-78.

7.5 Поверочный расчет тихоходного вала по критерию усталостной прочности

Выполняемый в заключение расчет по критерию *выносливости (усталостной прочности)* является наиболее корректным, поскольку типичной причиной выхода вала из строя является образование и развитие (иногда продолжительное) усталостной трещины, завершающееся «внезапным» доломом. На этом этапе предстоит учесть влияние **конструктивных** (диаметр вала, наличие концентраторов напряжений), **технологических** (качество обработки поверхности) и **эксплуатационных** (переменность и асимметрия нагружения — как кручения, так и изгиба) факторов. Как и прежде, пренебрежем влиянием на усталостную прочность нормальных напряжений от нормальной силы и касательных напряжений от поперечной силы.

Условие прочности при выполнении **поверочного** расчета имеет вид

$$n \geq [n],$$

где n , $[n]$ – фактический и нормативный коэффициенты запаса прочности. Для валов редукторов общего назначения можно принять $[n] = 1,6 \dots 2,5$.

В условиях упрощенного плоского напряженного состояния (см. рис. 43) фактический коэффициент запаса определяется зависимостью

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}},$$

вытекающей из формулы Гафа–Полларда, которая предполагает **синхронное** и **синфазное** изменение нормального и касательного напряжений. В последнем выражении n_σ , n_τ — фактические коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям, действующим порознь:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma \beta_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \beta_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m},$$

где σ_{-1} , τ_{-1} — пределы выносливости стандартных образцов, полученные в испытаниях при симметричном ($R_\sigma = -1$) изменении нормального и касательного напряжений (механические характеристики некоторых часто используемых для изготовления валов сталей представлены в табл. 29);

k_σ , k_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении соответственно (их значения для типичных концентраторов — шпоночных канавок и шлицевых пазов — в зависимости от предела прочности материала приведены в табл. 30);

ε_σ , ε_τ — коэффициенты, отражающие влияние масштабного фактора при изгибе и кручении, соответственно (табл. 31);

β_σ , β_τ — коэффициенты, учитывающие состояния поверхности (технология изготовления и качество обработки — табл. 32);

ψ_σ , ψ_τ — коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии нагружения (см. табл. 29);

σ_a , τ_a , σ_m , τ_m — амплитуды и средние напряжения циклов нормального (связанного с изгибом) и касательного (связанного с кручением) напряжений.

Величины σ_a , τ_a , σ_m , τ_m определяют на основе экстремальных значений (с учетом знака) нормального и касательного напряжений в цикле:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \quad \tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2};$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \quad \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2},$$

Механические характеристики некоторых сталей [10]

Марка стали	Диаметр заготовки, мм (не более)	Твёрдость НВ, не менее	σ_B	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	Коэффициент влияния асимметрии цикла	
			МПа				ψ_σ	ψ_τ
Ст.5	Не ограничен	190	520	280	220	130	0	0
Сталь 45	Не ограничен	200	560	280	250	150	0	0
	120	240	800	550	350	210	0,1	0
	80	270	900	650	380	230	0,1	0,05
40X	Не ограничен	200	730	500	320	200	0,1	0,05
	200	240	800	650	360	210		
	120	270	900	750	410	240		
20	60	145	400	240	170	100	0	0
20X	120	197	650	400	300	160	0,05	0
12XН3А	120	260	950	700	420	210	0,1	0,05
12X2Н4А	120	300	1100	850	500	250	0,15	0,1
18ХГТ	60	330	1150	950	520	280	0,15	0,1

Таблица 30

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении валов [10]

σ_B , МПа	Тип концентратора			
	Шпоночная канавка		Шлицы	
	k_σ^*	k_τ	k_σ	k_τ^{**}
600	1,46/1,76	1,54	1,55	2,36/1,46
800	1,62/2,01	1,88	1,65	2,55/1,58
1000	1,77/2,26	2,22	1,72	2,70/1,58
1200	1,92/2,50	2,39	1,75	2,80/1,60

* В числителе приведены значения для канавок, полученных пальцевой фрезой, в знаменателе – дисковой.

** В числителе приведены значения для валов с прямобочными шлицами, в знаменателе – с эвольвентными

Таблица 31

Коэффициенты масштабного фактора ε_σ и ε_τ [10]

Вид нагружения и материал	Значения ε при диаметре вала, мм							
	15	20	30	40	50	70	100	200
Изгиб углеродистых сталей	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
Изгиб высокопрочных углеродистых сталей и кручение всех сталей	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Таблица 32

Коэффициент β при изгибе и кручении ($\beta_\sigma = \beta_\tau$) [10]

Вид обработки	σ_B , МПа (сердцевина)	Значение β для валов		
		гладких	при $\alpha_\sigma = 1,5$	$\alpha_\sigma = 1,8 \dots 2$
Чистовое точение, шлифование	800 – 1200	1,1 – 1,2	–	–
Закалка с нагревом ТВЧ	600 – 800	1,5 – 1,7	1,6 – 1,7	2,4 – 2,8
	800 – 1200	1,3 – 1,5	–	–
Азотирование	900 – 1200	1,1 – 1,25	1,5 – 1,7	1,7 – 2,1
Цементация	700 – 800	1,4 – 1,5	–	–
	1000 – 1200	1,2 – 1,3	2	–
Дробеструйная обработка	600 – 1500	1,1 – 1,25	1,5 – 1,6	1,7 – 2,1
Обкатка роликами	600 – 1500	1,2 – 1,3	1,5 – 1,6	1,8 – 2,0

Примечание: α_σ — теоретический коэффициент концентрации напряжений.

которые, в свою очередь, получают, анализируя напряженное состояние в опасной точке (точках) вала. На практике для этого необходимо проследить за изменением нормального и касательного напряжений в выбранных точках в пределах одного полного оборота вала.

Детальное исследование кинетики **нормального** напряжения показывает, что в случае косозубого зубчатого зацепления экстремальные значения σ_{\max} , σ_{\min} нормального напряжения реализуются обычно в **разных** точках вала — это определяется характером нагрузки и эпюры изгибающего момента (см. рис. 41). Данное обстоятельство существенно повышает трудоемкость расчета, так как приходится рассматривать столько **пар** точек, сколько раз функция момента $M_{\Sigma}(\varphi)$ меняет знак (т.е., момент — направление) в течение цикла.



Если же, упрощая ситуацию, считать, что величины σ_{\max} , σ_{\min} достигаются в **одной и той же** точке, положение которой было определено ранее (см. подраздел 7.3, рис. 42, 43), то размах напряжения в цикле $\Delta\sigma = 2\sigma_a$ окажется **несколько завышенным**, так что возможная расчетная ошибка пойдет «в запас прочности».

Примем также, что результирующий изгибающий момент $M_{\text{и}}(\varphi)$ изменяется **пропорционально** моменту крутящему $M_{\Sigma}(\varphi)$. В этом предположении не было бы необходимости, если бы на эпюре изгибающего момента (см. рис.41) отсутствовал скачок.

Для определения величин σ_{\max} , σ_{\min} , а затем и параметров σ_a , σ_m цикла удобно построить график зависимости нормального напряжения в опасной точке от угла поворота вала — можно качественного характера.

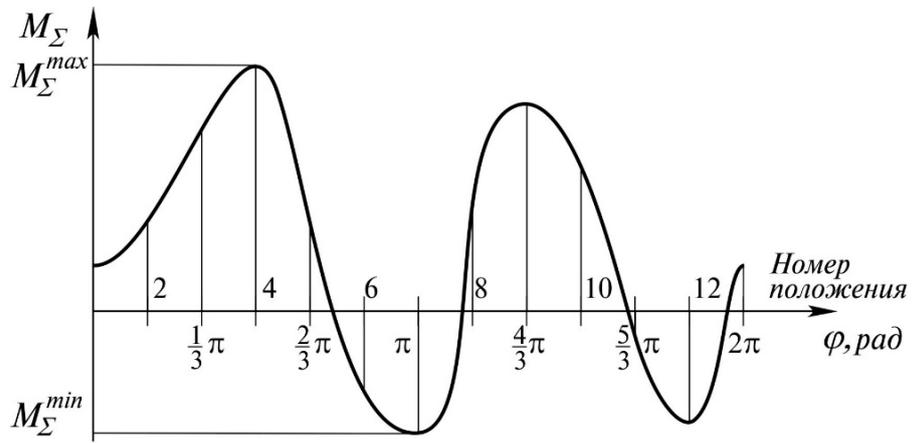
Рассмотрим пример построения такой зависимости для программы изменения $M_{\Sigma}(\varphi)$, показанной на рис. 45 а.

Максимальное нормальное напряжение нетрудно подсчитать с использованием найденного ранее наибольшего результирующего изгибающего момента $M_{\text{и}}^{\max}$ (см. подраздел 7.3), отвечающего наибольшему моменту на валу M_{Σ}^{\max} , в нашем примере — в 4-ом положении механизма (рис. 45 б, в):

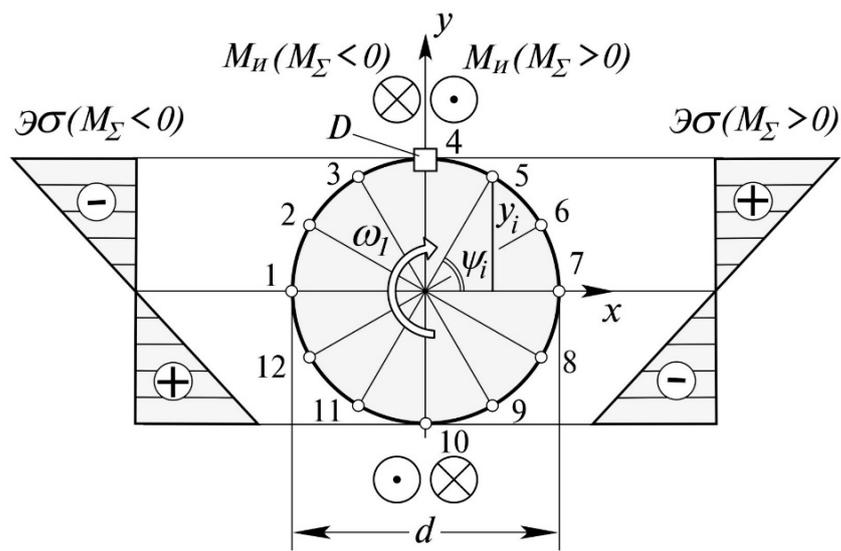
$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{и}}^{\max}}{I_x^{\oplus}} y_{\max} = \frac{M_{\text{и}}^{\max}}{W_x^{\oplus}} \left(y_{\max} = \frac{d}{2} \right),$$

где I_x^{\oplus} , W_x^{\oplus} — осевые моменты инерции и сопротивления нетто-сечения (с учетом ослабления шпоночными или шлицевыми пазами) — табл.33.

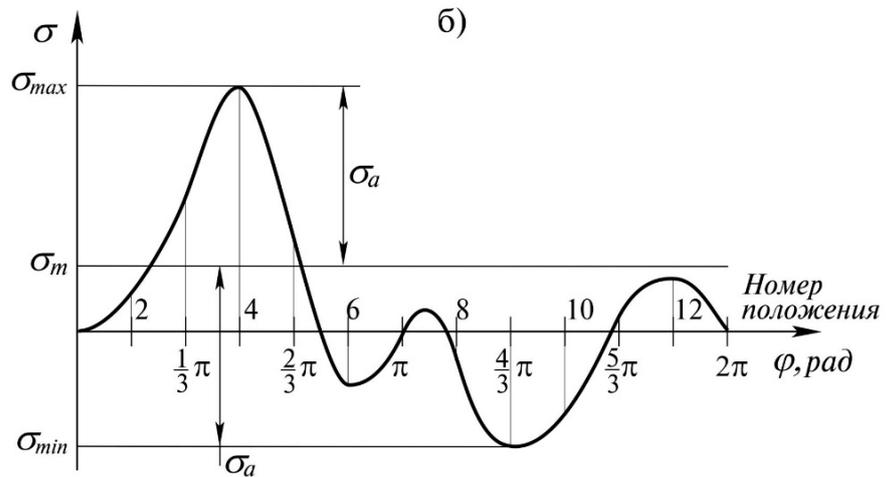
Так как вал редуктора и ось кривошипа, соединенные муфтой, вращаются синхронно, опасная точка D вала «едет» по окружности в том же направлении и с той же скоростью, с которой движется кривошип, проходя последовательно положения 4...12, 1...4 (рис. 45 б). Для удобства восприятия след плоскости результирующего изгибающего момента расположили



а)



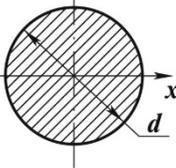
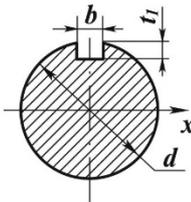
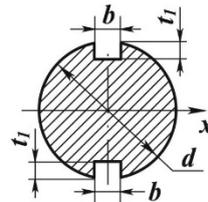
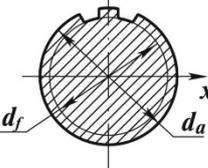
б)



в)

Рис. 45. Программа изменения момента, приложенного к тихоходному валу редуктора — а); схема к определению нормального напряжения в опасной точке D — б); зависимость напряжения от угла поворота вала — в)

Моменты сопротивления сечения вала

Сечение вала				
Осевой момент сопротивления W_x	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{d}$	$\frac{\pi}{32} \left(\frac{d_a + d_f}{2} \right)^3$
Момент сопротивления сечения при кручении W_k	$\frac{\pi d^3}{16}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{d}$	$\frac{\pi d_f^3}{16}$

вертикально. Абсолютную величину текущего (в i -ом положении) напряжения с учетом предположения о пропорциональности изгибающего и крутящего моментов (см. выше) определим с привлечением уже известного к этому времени максимального напряжения:

$$\begin{aligned}
 |\sigma_i| &= \frac{M_{\text{и}i}}{I_x^\oplus} y_i = \frac{M_{\text{и}i}}{I_x^\oplus} \frac{d}{2} \sin \psi_i = \frac{M_{\text{и}i}}{W_x^\oplus} \sin \psi_i = \\
 &= \left| \frac{M_{\Sigma i}}{M_{\Sigma}^{\max}} \right| \frac{M_{\text{и}}^{\max}}{W_x^\oplus} \sin \psi_i = \left| \frac{M_{\Sigma i}}{M_{\Sigma}^{\max}} \right| \sigma_{\max} \sin \psi_i.
 \end{aligned}$$

Знак напряжения σ_i найдем, пользуясь эпюрами $\mathcal{E}\sigma$ на рис. 45 б; каждая соответствует суммарному моменту M_{Σ} определенного направления.

Строго говоря, осевой момент сопротивления W_x^\oplus в процессе вращения вала несколько увеличивается по мере приближения шпоночных пазов к нейтральной оси (при этом, очевидно, напряжение снижается), а затем снова возвращается к исходной величине, поэтому — с несущественной ошибкой «в запас» — вполне допустимо считать его постоянным.

Так с помощью полученных результатов последовательно строится зависимость $\sigma(\varphi_i)$ — рис. 45 в. Поскольку цель этих действий — определение всего лишь **двух** значений — σ_{\max} (которое уже найдено) и σ_{\min} , то необходимости в расчете **всех** точек нет. Судя по графику $M_{\Sigma}(\varphi)$ и схеме на рис. 45 а, б, минимальное значение напряжения может реализоваться либо

в девятый, либо в десятый момент времени: в первом случае изгибающий момент больше, но меньше расстояние от рассматриваемой точки до нейтральной линии, во втором — наоборот. Таким образом, вполне достаточно рассчитать величины σ_9 , σ_{10} напряжения только для этих двух положений. По всей видимости, они окажутся близки — потому-то разницу между ними и не удастся оценить «на глазок», путем качественного анализа. Разумеется, количество таких «подозрительных», подлежащих расчету, точек зависит от конкретной программы нагружения, обычно, как показывает практика, от одной до трех.

С определением параметров цикла **касательного** напряжения все в той же точке D дело обстоит значительно проще. Поскольку величина и знак текущего (в i -ом положении) напряжения τ_i зависят только от текущего значения крутящего момента и момента сопротивления нетто-сечения при кручении (см. табл. 33):

$$\tau_i = \frac{T_i}{W_k^\oplus},$$

характер зависимости $\tau(\varphi)$ будет полностью соответствовать закону изменения крутящего момента $M_\Sigma(\varphi)$ (рис. 45 а). В этих условиях экстремальные значения цикла касательного напряжения находятся однозначно:

$$\tau_{\max} = \frac{M_\Sigma^{\max}}{W_k^\oplus}, \quad \tau_{\min} = \frac{M_\Sigma^{\min}}{W_k^\oplus}.$$

8. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ПРОЧНОСТЬ

Не менее важной, чем валы, частью редуктора является зубчатая передача, не только передающая усилие от быстроходного вала к тихоходному, но и понижающая частоту вращения вала двигателя до необходимой рабочей ведущего звена исполнительного механизма.

В этом разделе предстоит убедиться в работоспособности зубчатого зацепления, произведя его **проверочный** расчет на **контактную** прочность и **выносливость** при переменном нагружении.

Зубчатые колеса относительно небольшого диаметра (до 500 мм) изготавливаются, в основном, ковкой или штамповкой из углеродистых или легированных сталей повышенной пластичности, свыше 500 мм — литьем. Далее полученные заготовки подвергаются механической и термической (либо химико-термической) обработке.

Утрата работоспособности элементами зубчатого зацепления закрытых (работающих в замкнутом корпусе, защищающем от внешнего загрязнения) передач происходит, главным образом, по двум причинам (рис. 46):



Рис. 46. Усталостное выкрашивание рабочей поверхности зуба и его излом у основания

— **выкрашивание** активных (рабочих) поверхностей зубьев, на которых с течением времени образуется множество микрократеров. Разрастаясь и сливаясь, они нарушают условия смазывания, приводят к появлению дополнительных

динамических нагрузок и, как следствие, преждевременному разрушению зубьев. Это явление обусловлено повторно-переменным характером деформирования поверхностных слоев металла и носит название *контактной усталости*;

— **излом** зуба (как правило, у основания) в результате образования и распространения усталостной трещины, что связано с действием переменного изгибающего усилия.



Таким образом, надежность зубчатого зацепления закрытой передачи определяется **контактной прочностью** и **прочностью зуба при изгибе**. Соответствующие расчеты металлических цилиндрических эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления регламентированы ГОСТ 21354-87.

Контактная прочность зуба зависит, главным образом, от твердости его поверхностных слоев. По этому признаку стальные колеса условно разделены на две группы (табл. 34):

- а) с твердостью поверхности зуба до $350HB$ (350 единиц твердости, измеренной по методу Бринелля). Для получения такой твердости заготовку колеса подвергают закалке с последующим высокотемпературным отпуском (нормализация, улучшение). Зубья нарезают **после** окончательной термообработки;
- б) с твердостью поверхности зуба выше $350HB$. Такую повышенную твердость принято измерять в единицах твердости по шкале Роквелла (HRC); соотношение между показателями твердости, полученными тем и другим методом, иллюстрирует рис. 47. Термообработка — поверхностная закалка токами высокой частоты (ТВЧ), цементация, азо-

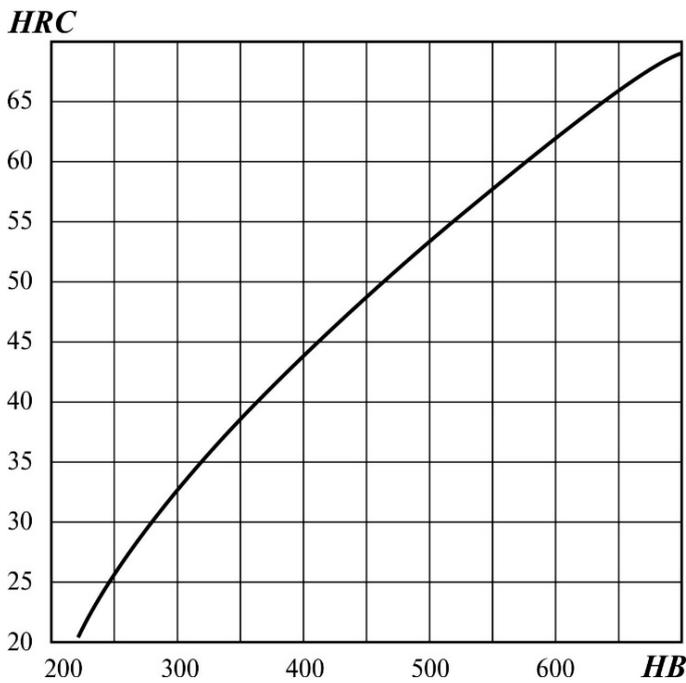


Рис.47. Соотношение показателей твердости, выраженной в единицах *HB* и *HRC*

тирование и др. — проводится после нарезания зубьев, что может привести к их короблению. Форму зубьев восстанавливают дополнительными доводочными операциями (шлифованием, хонингованием или обкаткой).

Следует иметь в виду, что для получения расчетных механических характеристик материала после термической обработки необходимо, чтобы диаметр и толщина заготовки не превышали предельно допустимых по условию прокаливаемости значений.

Анализ механизмов истощения работоспособности зубчатой передачи свидетельствует, что разрушение, как вследствие контактной усталости, так и усталости материала в зоне концентрации напряжений у основания зуба, развивается **во времени**. Его скорость зависит от величины и характера действующей нагрузки $M_{\Sigma}(\varphi)$, геометрических параметров зубчатого зацепления (см. табл. 24) и механических характеристик материала. Таким образом, на следующем этапе предстоит определить расчетный срок службы машинного агрегата и необходимые в дальнейших расчетах характеристики прочности материала.

Ниже в тексте использованы следующие обозначения:

k_i — коэффициенты, учитывающие влияние отдельных факторов на расчетную нагрузку (например, k_{β} — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба; k_v — коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки);

z_i — специфические коэффициенты, используемые в расчетах на контактную прочность;

Y_i — специфические коэффициенты, используемые в расчетах на изгиб; индекс «*H*» — для величин, относящихся к контактной прочности;

индекс «*F*» — к прочности при переменном изгибе.

Механические характеристики некоторых конструкционных сталей
в зависимости от технологии упрочнения

Вариант	Марка стали	σ_B , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	Твёрдость, <i>HV</i>	Технология упрочнения
01	Сталь 45	730	390	210	улучшение
02	30ХГС	1020	840	260	
03	30ХГС	930	740	250	
04	40Х	880	590	260	
05	40Х	830	540	245	
06	40ХН	930	690	280	
07	40ХН	880	590	265	
08	40ХН	835	540	250	
09	35ГЛ	590	340	190	
10	40Л	520	290	160	
11	40Л	540	310	180	
				Твёрдость, <i>HRC</i>	
12	35ХМ	910	760	52	закалка
13	20ХГМ	1080	910	61	нитроцементация
14	30Х2МЮА	960	680	58	азотирование
15	40Х	900	750	47	улучшение + пов- верх. закалка
16	40Х	840	570	63	
17	40ХН	950	700	50	цементация
18	20Х	650	400	58	
19	25ХГТ	1150	950	60	
20	12ХНЗА	1100	860	56	
21	20ХН2М	1000	800	60	улучшение+цемен- тация+пов. закалка
22	18ХГТ	1000	800	60	

8.1 Определение ресурса передачи и базовых характеристик усталостной прочности

Расчетный ресурс работы привода (а, следовательно, и зубчатой передачи) механического оборудования непрерывного действия можно оценить с помощью зависимости

$$L_h = 365 \cdot \Gamma \cdot C \cdot t_c \cdot k_c \cdot k_\Gamma,$$

где L_h — ресурс передачи (часы);

Γ — срок службы агрегата (годы);

C — количество рабочих смен в сутки;

t_c — продолжительность смены (обычно, 8 часов);

$k_c = \frac{\text{число рабочих часов в смену}}{\text{продолжительность смены}}$ — коэффициент сменного использования;

$k_\Gamma = \frac{\text{количество рабочих дней в году}}{365}$ — коэффициент годового использования.

Количество циклов, наработанных i -м элементом (колесом или шестерней) передачи за весь период эксплуатации, определяется выражением

$$N_i = 60 n_i L_h; \quad (17)$$

здесь n_i — частота вращения тихоходного или быстроходного вала.

Марку стали, из которой изготовлены элементы передачи, а также режим упрочнения и соответствующие показатели твердости (табл. 34), выбранные в соответствии с вариантом КП, заносят в таблицу вида табл. 35.

Таблица 35

Таблица □. Показатели твердости и термообработка материала зубчатой пары

Элемент зубчатого зацепления	Марка стали	Технология упрочнения	Твердость, {HB, HRC}	σ_{H0} , МПа	σ_{-1F} , МПа
Колесо					
Шестерня					

Затем, пользуясь эмпирическими зависимостями и данными табл. 36, вычисляют *пределы контактной усталости* σ_{H0} и *выносливости в симметричном цикле* σ_{-1F} , отвечающие **базовому** числу циклов нагружения; их также заносят в табл. 35. Необходимо учитывать, что в процессе работы шестерня (ей, как и прежде, отвечает индекс «1») совершает большее, чем колесо (индекс «2»), количество оборотов и, соответственно, испытывает большее число циклов нагружения:

$$N_1 = i_{\phi} \cdot N_2$$

(i_{ϕ} — фактическое передаточное число).

Таблица 36

Характеристики выносливости зубьев в зависимости от твердости активной поверхности

Способ упрочнения поверхности зубьев	Твёрдость активной поверхности зуба	σ_{H0} , МПа	σ_{-1F} , МПа
Нормализация, улучшение	$HB < 350$	$2HB + 70$	$1,8HB$
Объёмная закалка	$HRC 38...50$	$18HRC + 150$	500
Поверхностная закалка	$HRC 40...50$	$17HRC + 200$	700
Цементация и нитроцементация	$HRC > 56$	$23HRC$	950
Азотирование	$HRC 55... 70$	1050	720

В связи с этим для равномерного износа зубьев передачи и лучшей их прирабатываемости твердость поверхности зубьев шестерни назначают на HB (30...50) единиц выше. Тем не менее, в типовой зубчатой передаче более «слабым» элементом обычно оказывается колесо — именно для его зубьев и ведутся расчеты на прочность — активной поверхности по критерию *контактной усталостной прочности*

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] \quad (18)$$

(σ_H , $[\sigma_H]$ — действующее и допускаемое контактные напряжения) и по критерию *выносливости* при переменном изгибе

$$\sigma_F \leq [\sigma_F] \quad (19)$$

(σ_F , $[\sigma_F]$ — действующее и допускаемое напряжения изгиба).

8.2 Определение допускаемых напряжений $[\sigma_H]$ при циклическом контактом и $[\sigma_F]$ при циклическом изгибающем воздействиях

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ в расчете на контактную усталость определяется следующим выражением:

$$[\sigma_H] = z_R z_V z_L z_X \frac{\sigma_{H0}}{[n_H]} k_{HL},$$

где σ_{H0} — предел контактной выносливости материала, зависит от твердости поверхности зуба колеса (следует взять из заполненной табл. 35);

$[n_H]$ — коэффициент запаса прочности (для колес, подвергнутых нормализации или улучшению, $[n_H]=1,15$; закалке или химико-термической обработке — $[n_H]=1,25$);

z_R, z_V, z_L и z_X — коэффициенты, учитывающие влияние на контактную прочность шероховатости поверхности зубьев, окружной скорости колес, смазки и размера колеса соответственно. Их значения в среднем составляют: $z_R \cong 0,95$; $z_V \cong 1,1$; $z_L \cong 1$; $z_X \cong 1$; для колес с диаметром не более 1000 мм в предварительных расчетах можно принять $z_R \cdot z_V \cdot z_L \cdot z_X = 1$.

Коэффициент долговечности

$$k_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}$$

учитывает влияние на предел контактной усталости **отличия** фактического числа циклов нагружения в процессе эксплуатации N_{HE} (см. соотношение (17)) от базового числа циклов N_{H0} , при котором он был получен. Величину N_{H0} в зависимости от твердости поверхности зубьев принимают по табл. 37.

Таблица 37

Значения базового числа циклов N_{H0} в зависимости от твердости активной поверхности зубьев

Средняя твёрдость поверхности зубьев	HB_{cp}	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	HRC_{cp}	–	25	32	38	43	47	52	56	60
$N_{H0} \cdot 10^{-6}$, циклы		10	16,5	25	36,5	50	68	87	114	143

Значения N_{H0} , соответствующие промежуточным значениям твердости, определяют линейным **интерполированием** между двумя ближайшими табличными величинами. Значения N_{H0} , незначительно выходящие за нижний или верхний пределы приведенного ряда, допустимо определять путем линейного **экстраполирования**.

Для колес, подвергнутых нормализации или улучшению, коэффициент долговечности k_{HL} должен лежать в интервале $1 \leq k_{HL} \leq 2,6$; закаленных или подвергнутых химико-термической обработке — $1 \leq k_{HL} \leq 1,8$; если же полученная расчетом величина выходит за верхний или нижний пределы,

принимают соответствующее (верхнее или нижнее) значение.

Допускаемое напряжение для шестерни и колеса может оказаться неодинаковым. Меньшее из них и принимают в качестве расчетного для **прямозубых** передач, а для **косозубых** и **шевронных** — меньшее из двух значений:

$$[\sigma_H] = \min(0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]); 1,23[\sigma_{H2}]).$$

Допускаемое напряжение изгиба при расчете на выносливость определяется как для шестерни, так и для колеса с помощью зависимости

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{-1F}}{[n_F]} k_{FL},$$

где σ_{-1F} — предел выносливости зубьев в симметричном цикле при базовом числе циклов нагружения N_{F0} (вновь используются данные табл. 35); $[n_F]$ — нормативный коэффициент запаса прочности ($[n_F] = 1,75$ для колес, заготовки которых получены ковкой или штамповкой, $[n_F] = 2,3$ — литьем).

Коэффициент долговечности k_{FL} определяется аналогично параметру k_{HL} :

$$k_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}},$$

где $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ — базовое число циклов, при котором обычно получают предел выносливости σ_{-1F} ;

$N_{FE} = N_{HE}$ — число циклов перемены напряжений за весь срок службы передачи;

m — показатель степени в уравнении кривой усталости ($m = 6$ для зубьев с твердостью $HB \leq 350$, $m = 9$ при $HB > 350$). Диапазон изменения коэффициента долговечности при твердости $HB \leq 350$ — $1,0 \leq k_{FL} \leq 2,08$; при $HB > 350$ — $1,0 \leq k_{FL} \leq 1,63$. В остальных случаях применяется то же, что и для параметра k_{HL} , условие (см. выше).

8.3 Расчет активной поверхности зубьев на контактную прочность

Расчет на контактную прочность активных поверхностей зубьев является основным для закрытых (изолированных от загрязнения и работающих в масле) передач. Установлено, что **наименьшую** контактную прочность имеет **околополюсная зона** активных поверхностей зубьев. Исходя из этого расчет контактных напряжений σ_H производится для фазы контакта зубьев в полюсе зацепления.

Условие прочности зуба по допускаемым контактным напряжениям (18)

в форме, рекомендованной стандартом, имеет вид

$$\sigma_H = z_H z_E z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_2(i_\phi + 1)}{t_k d_2^2}} K_H \leq [\sigma_H],$$

где $z_H = \sqrt{\frac{2\cos^2\beta}{\sin 2\alpha_w}}$ – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей (β – угол наклона зубьев, α_w – угол зацепления), при $\alpha_w = 20^\circ$ $z_H = 1,76 \cos\beta$;

$$z_E = \sqrt{\frac{2}{\pi} \frac{E_1 E_2}{E_1(1-\mu_2^2) + E_2(1-\mu_1^2)}} - \text{коэффициент, учитывающий механические свойства материалов шестерни и колеса } (E - \text{модуль упругости, } \mu - \text{коэффициент Пуассона; для стальных колес, приняв } E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа, } \mu = 0,3, \text{ получим } z_E = 265 \text{ МПа}^{0,5});$$

z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; для прямозубых колес $z = 1$, для косозубых $z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$ ($\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2) \cos\beta]$ – торцовый коэффициент перекрытия, z_1, z_2 – числа зубьев шестерни и колеса соответственно);

T_2 – момент на тихоходном валу (в расчете принимают $T_2 = |M_\Sigma^{\max}|$);

d_2 – диаметр делительной (в нашем случае, и начальной) окружности колеса (см. допущение, сформулированное в подразделе 7.1);

t_k – ширина зубчатого венца колеса;

Коэффициент нагрузки K_H определяется произведением следующих коэффициентов:

$$K_H = k_a k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{H\nu}, \quad (20)$$

где k_a – коэффициент, учитывающий характер (динамичность) **внешней** нагрузки (табл. 38); если характер нагрузки был учтен ранее (например, как в нашем случае, при выборе редуктора – см. раздел 5), принимается $k_a = 1$.

$k_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий передачу нагрузки несколькими парами зубьев одновременно, зависит от степени точности передачи (табл. 39) и окружной скорости – табл. 40;

$k_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, отражающий влияние неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца, зависит от твердости поверхности зуба и отношения ширины колеса t_k к диаметру делительной окружности шестерни d_1 – коэффициента ширины колес $\psi_{bd} = t_k/d_1$ – (табл. 41);

$k_{H\gamma}$ – коэффициент динамической нагрузки, зависящей от степени точности передачи, скорости колеса и твердости поверхности зуба (табл. 42).

Действующее контактное напряжение должно удовлетворять неравенству

$$0,9 [\sigma_H] \leq \sigma_H \leq 1,05 [\sigma_H].$$

Таблица 38

Коэффициент влияния характера внешней нагрузки (по ГОСТ 21354-87)

Режим нагружения двигателя**	Режим нагружения ведомого механизма*			
	равномерный	с малой неравномерностью	со средней неравномерностью	со значительной неравномерностью
равномерный	1,0	1,25	1,50	1,75
с малой неравномерностью	1,10	1,35	1,60	1,80
со средней неравномерностью	1,25	1,50	1,75	2,0 и выше
со значительной неравномерностью	1,50	1,75	2,0	$\geq 2,25$

* При наличии в приводе упругих муфт, демпфирующих колебания, значения k_a могут быть уменьшены на 20...30% при условии $k_a \geq 1$.

** См. характеристику групп машин в подразделе 6.1.

Таблица 39

Степень точности зубчатых передач

Степень точности передачи	Максимальная окружная скорость в полюсе, м/с			
	прямозубых		косозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6	15	12	30	20
7	10	8	15	10
8	6	4	10	7
9	2	1,5	4	3

Таблица 40

Коэффициент распределения нагрузки между зубьями $k_{H\alpha}$

Степень точности передачи	Максимальная окружная скорость в полюсе, м/с					
	0	5	10	15	20	25
5	–	1	1,005	1,01	1,015	1,02
6	1,002	1,007	1,025	1,04	1,05	1,06
7	1,02	1,03	1,07	1,085	1,12	–
8	1,05	1,09	1,13	–	–	–
9	1,1	1,16	2	–	–	–

Для прямозубых передач $k_{H\alpha} = 1$.

Таблица 41

Коэффициенты концентрации нагрузки $k_{H\beta}$ и $k_{F\beta}$ ($k_{F\beta} = a k_{H\beta}$)

Твердость зубьев	Коэффициент ширины зубчатых колес ψ_{bd}								
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	a
симметричное расположение колес									
$HV \leq 350$	1,01	1,02	1,025	1,03	1,05	1,06	1,07	1,1	1,1
$HV > 350$	1,01	1,02	1,05	1,07	1,12	1,16	1,22	1,26	
консольное расположение шестерни или колеса									
$HV \leq 350$	1,06	1,15	1,25	1,35	–	–	–	–	1,2
$HV > 350$	1,15	1,35	1,45	–	–	–	–	–	

Таблица 42

Коэффициенты динамической нагрузки $k_{Hv} = k_{Fv}$

для прямозубых (в числителе) и косозубых (в знаменателе) передач

Степень точности передачи	Твердость	Максимальная окружная скорость, м/с		
		менее 3	3...8	8...12,5
6	$HV \leq 350$	$\frac{1}{1}$	$\frac{1,2}{1}$	$\frac{1,3}{1,1}$
		$\frac{1}{1}$	$\frac{1,15}{1}$	$\frac{1,25}{1}$
	$HV > 350$	$\frac{1}{1}$	$\frac{1,15}{1}$	$\frac{1,25}{1}$
		$\frac{1}{1}$	$\frac{1,15}{1}$	$\frac{1,25}{1}$

7	$HV \leq 350$	$\frac{1,15}{1}$	$\frac{1,35}{1}$	$\frac{1,45}{1,2}$
	$HV > 350$	$\frac{1,15}{1}$	$\frac{1,25}{1}$	$\frac{1,35}{1,1}$
8	$HV \leq 350$	$\frac{1,25}{1,1}$	$\frac{1,45}{1,3}$	$\frac{-}{1,4}$
	$HV > 350$	$\frac{1,2}{1,1}$	$\frac{1,35}{1,2}$	$\frac{-}{1,3}$

Нарушение первого условия говорит о том, что подобранный редуктор недогружен, второго – неработоспособен по критерию контактной выносливости.

8.4 Расчет зубьев на прочность при изгибе

Для закрытых зубчатых передач также обязательной является проверка работоспособности по критерию выносливости при переменном изгибе.

Условие прочности зуба по допускаемым напряжениям изгиба (19) в форме, рекомендованной стандартом, имеет вид

$$\sigma_{F2} = Y_{F1} Y_{\beta} \frac{2T_2}{d_2 t_k m} K_F \leq [\sigma_{F2}];$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}],$$

где Y_{F1} , Y_{F2} – коэффициенты формы зуба шестерни и колеса, определяются с помощью рис. 48 по эквивалентному числу зубьев $z_{vi} = z_i / \cos^3 \beta$ (x – смещение делительной окружности относительно начальной; напомним, что в данном варианте курсового проекта колеса считаются некорригированными, поэтому $x = 0$);

$Y_{\beta} = 1 - \beta/140^\circ$ – коэффициент, учитывающий форму зуба;

m – нормальный модуль зубчатого зацепления (см. табл. 24).

Таблица 43

Коэффициент распределения нагрузки между зубьями $k_{F\alpha}$

Степень точности передачи	6	7	8	9
$k_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,00

Для прямозубых передач $k_{F\alpha} = 1$.

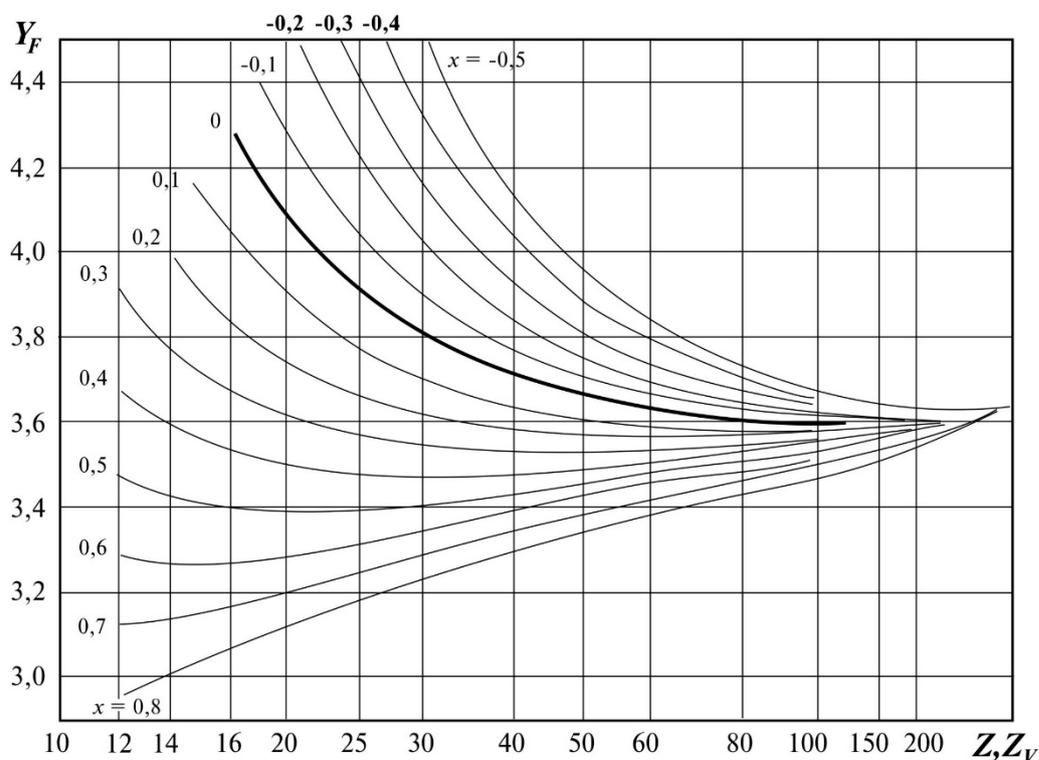


Рис. 48. Коэффициент формы зуба в зависимости от физического Z и эквивалентного Z_v количества зубьев

Коэффициент нагрузки K_F , как и при расчете действующего контактного напряжения, определяется произведением четырех коэффициентов:

$$K_F = k_a \cdot k_{F\alpha} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv},$$

где k_a имеет тот же, что и в выражении (20), смысл;

$k_{F\alpha}$, $k_{F\beta}$, k_{Fv} – коэффициенты, аналогичные параметрам $k_{H\alpha}$, $k_{H\beta}$, k_{Hv} соответственно (см. табл. 43, 41, 42).

Ситуация, в которой действующее напряжение σ_F оказывается значительно меньше допускаемого $[\sigma_F]$, приемлема, поскольку нагрузочная способность типовых зубчатых передач ограничивается, преимущественно, контактной прочностью, при $\sigma_{Fi} > 1,05 [\sigma_{Fi}]$ выбранный редуктор неработоспособен (причем, как правило, по обоим критериям).

9. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ ТИХОХОДНОГО ВАЛА НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Оценка работоспособности редуктора включает также определение ресурса выбранных подшипников качения и сопоставление его с расчетным сроком службы привода. В зависимости от полученного результата прини-

мается решение о периодической замене подшипников в процессе эксплуатации на аналогичные либо установке подшипников меньшей (большей) грузоподъемности – на этапе проектирования.

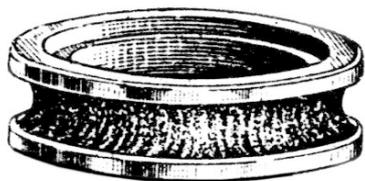


Рис. 49. Усталостное разрушение беговой дорожки подшипника

Основной причиной выхода подшипников валов редуктора из строя в условиях значительных нагрузок и изоляции от загрязнения (они работают внутри картера редуктора) является **выкрашивание** рабочих поверхностей беговых дорожек (рис. 49) вследствие *контактной усталости*. Этот механизм уже обсуждался выше применительно к разрушению активных поверхностей зубьев колес (см. раздел 8) Подобные подшипники рассчитывают на долговечность по критерию **контактной усталостной прочности**.

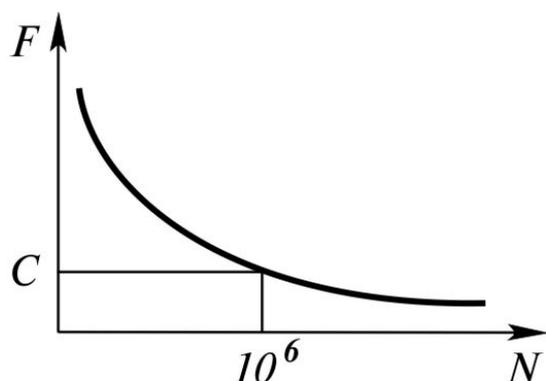


Рис. 50. Кривая выносливости подшипника

На рис. 50 схематично показана получаемая экспериментально кривая выносливости, связывающая нагрузку на подшипник F и долговечность N , измеряемую в числах циклов (оборотов одного из колец) до разрушения – появления следов выкрашивания. Аппроксимирующая ее зависимость имеет вид

$$\left(\frac{C}{F}\right)^p = L, \quad L = N \cdot 10^{-6}; \quad (21)$$

здесь C – динамическая грузоподъемность – такая **постоянная радиальная** (для радиальных и радиально-упорных подшипников) или **осевая** (для упорных и упорно-радиальных) нагрузка, которой соответствует долговечность изделия $N = 10^6$ циклов; показатель степени принимают $p = 3$ для шариковых подшипников, $p = 10/3$ – для роликовых. Таким образом, величина L представляет собой долговечность, выраженную в миллионах оборотов подвижного кольца.

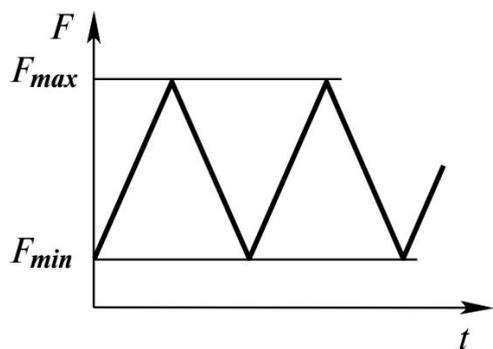
Вместе с тем радиально-упорные подшипники, как следует из названия, способны воспринимать не только радиальную, но и осевую нагрузку. Последняя оказывает существенное влияние на несущую способность и поэтому, безусловно, должна учитываться при подсчете долговечности. Кроме того, необходимо учесть характер реальной эксплуатационной нагрузки, степень ответственности подшипникового узла, частоту и характер вращения колец, а также влияние температуры. Для этого в формуле (21)

радиальную (или осевую) нагрузку F заменяют так называемой *эквивалентной динамической* $F_{\text{эКВ}}$ – соответствующим **постоянным** по величине усилием, которое, будучи приложенным к подшипнику с **вращающимся внутренним и неподвижным наружным** кольцами, обеспечивает **такую же, как и в реальных условиях, долговечность**:

$$F_{\text{эКВ}} = (VXF_r + YF_n)k_B k_T; \quad (22)$$

здесь F_r, F_n – радиальная и осевая нагрузки; X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок соответственно; V – коэффициент вращения колец ($V=1$ при вращающемся внутреннем и неподвижном наружном кольцах); k_T – коэффициент снижения долговечности при повышенной температуре (при температуре ниже 100°C $k_T=1$); k_B – коэффициент безопасности, определяется типом оборудования и характером нагрузки (табл. 44). Значения коэффициентов X, Y приводятся в соответствующих каталогах и справочниках, например, [11]; для роликовых конических радиально-упорных подшипников ориентировочно можно принять $X=0,4; Y=0,4 \text{ ctg } \alpha$ (α – угол между осями тел качения и осью подшипника, см. рис. 38, 40).

В том случае, когда подшипник работает при изменяющейся со временем нагрузке и частоте вращения, вводят *приведенную эквивалентную динамическую нагрузку* $F_{\text{эКВ}}^{\text{прив}}$ – такую условную постоянную нагрузку, которая обеспечивает ту же долговечность, что и при переменном нагружении:



$$F_{\text{эКВ}}^{\text{прив}} = \sqrt[3]{\frac{F_{\text{эКВ}1}^3 L_1 + F_{\text{эКВ}2}^3 L_2 + \dots + F_{\text{эКВ}n}^3 L_n}{L}};$$

здесь $F_{\text{эКВ}i}$ – постоянная нагрузка, действующая в течении L_i млн. оборотов; $L = L_1 + L_2 + \dots + L_n$.

При линейном законе изменения нагрузки (рис. 51) с достаточной для инженерных расчетов степенью точности можно принять [10]

$$F_{\text{эКВ}}^{\text{прив}} = \frac{1}{3} (2F_{\text{эКВ}}^{\text{max}} + F_{\text{эКВ}}^{\text{min}}).$$

Надо отметить, что осевую нагрузку F_n учитывают лишь в том случае, когда она становится достаточно заметной по сравнению с радиальной F_r . Если же их отношение оказывается

$$\left(\frac{F_n}{VF_r} \right) \leq e$$

Таблица 44

Значения коэффициента безопасности [9]

Оборудование и характер нагрузки	k_B
Спокойная нагрузка (без толчков): ленточные транспортеры, работающие в помещении при непылящем грунте; блоки грузоподъемных машин	1...1,1
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125% расчетной нагрузки: металлорежущие станки; элеваторы; внутрицеховые конвейеры; редукторы со шлифованными зубьями; краны подъемные электрические, работающие в легком режиме; вентиляторы машины для односменной работы, эксплуатируемые не всегда с полной нагрузкой; стационарные электродвигатели; редукторы	1,1...1,2
	1,2...1,3
Умеренные толчки и вибрация. Кратковременные перегрузки до 150% расчетной нагрузки: редукторы с фрезерованными зубьями 7-й степени точности; краны подъемные электрические, работающие в среднем режиме; шлифовальные, строгальные и долбежные станки; центрифуги и сепараторы; зубчатые приводы 8-й степени точности; винтовые конвейеры; краны подъемные электрические	1,3...1,4
	1,5...1,7
Значительные толчки и вибрация. Кратковременные перегрузки до 200% расчетной нагрузки: ковочные машины; галтовочные барабаны; зубчатые приводы 9-ой степени точности	1,7...2
Сильные удары и высокие виброперегрузки ($a_{дин}$ до 10)	2...3

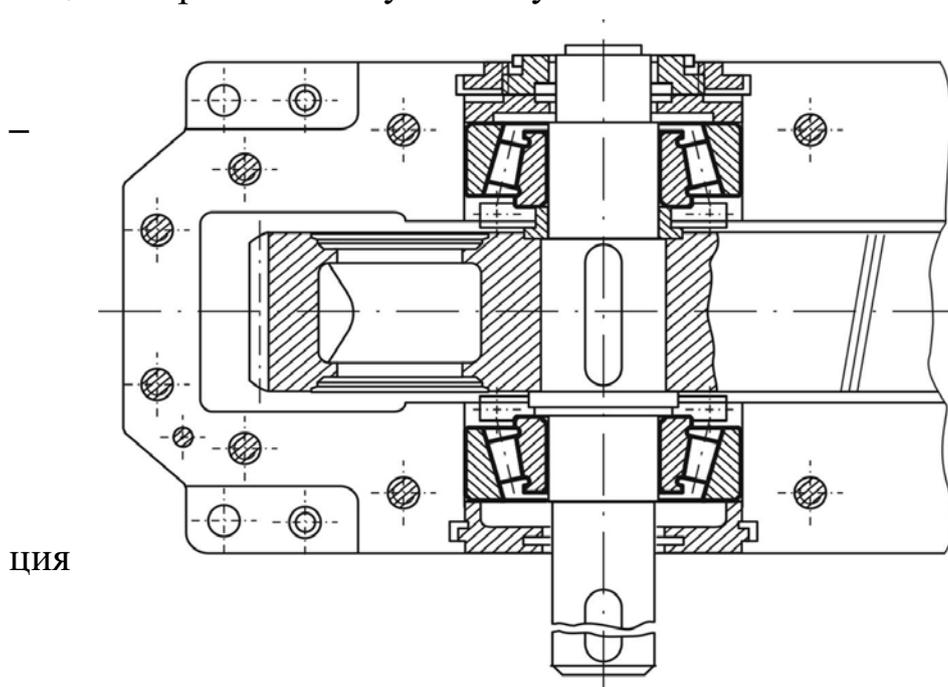
(e – критическое отношение осевой и радиальной нагрузок), считают, что F_n практически не влияет на долговечность подшипника; соответственно, в формуле (22) принимают значения коэффициентов $X=1$, $Y=0$. Значения отношения e также приводятся в каталогах и справочниках; ориентировочно можно считать $e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha$.

Таким образом, для расчета долговечности необходимо знать обе – F_r и F_n – силы, действующие на подшипник. Порядок их определения зависит от типа подшипников и схемы их установки на валу. В конструкторской

практике опоры валов выполняют, в основном, в соответствии с одной из четырех схем.

1. **Одна опора плавающая, вторая – фиксирующая с одним подшипником.** Достоинства ее заключаются в том, что при тепловом удлинении вала не происходит защемления тел качения, не требуется точного расположения поверхностей под подшипник на валу; недостатки – невысокая жесткость опор и, как следствие, увеличенное перемещение вала и смонтированных на нем деталей, а также относительная крепление фиксирующей опоры на валу и в корпусе.

2. **Одна опора плавающая, вторая – фиксирующая с двумя подшипниками.** Достоинства и недостатки – те же, что и в схеме 1, однако фиксирующая опора в этом случае получается более жесткой.



ция

ние

Рис. 52. Установка конических роликовых радиально-упорных подшипников враспор (на примере тихоходного вала одноступенчатого цилиндрического редуктора типа РЦО)

это серьезный недостаток. Кроме того, приходится назначать более жесткие допуски на осевые размеры вала и размеры корпуса по ширине. Несмотря на все сказанное, данный вариант представляется удачным компромиссом между достоинствами и недостатками конструкции, поэтому такое решение часто применяется при проектировании редукторов общего назначения.

4. **Две опоры фиксирующие – установка враспор.** Достоинства: как и

3. **Две фиксирующие опоры установка враспор**

(рис. 52). К достоинствам этой схемы относят возможность регулировки подшипников, при этом конструкция опор оказывается достаточно простой, однако при тепловом удлинении вала возможно защемление тел качения – и

в предыдущем случае, возможна регулировка опор; тела качения не защемляются при тепловом расширении вала. Недостатки: довольно высокие требования к точности резьбы, нарезаемой на валу, а также к резьбе фиксирующих гаек и перпендикулярности их торцов. Кроме того, при использовании данной схемы усложняется конструкция опор.

Сборочные чертежи редукторов, в которых применены описанные схемы установки опор, приведены, например, в учебном пособии [9].



Рассмотрим определение нагрузок F_r и F_n в случае установки подшипников по схеме 3 – враспор (рис. 53). Расчет радиальной силы F_r иллюстрирует схема, помещенная на рисунке слева, – как видно, особых трудностей он не представляет. При радиальном нагружении радиальноупорных подшипников возникает осевая составляющая

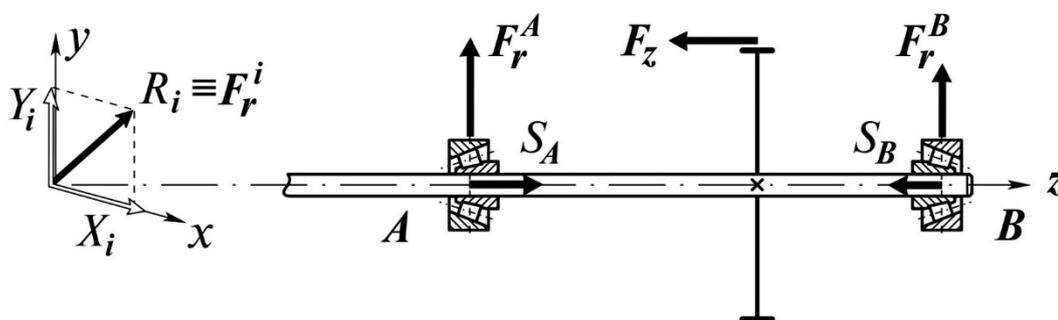


Рис. 53. Схема к определению радиальной и осевой нагрузок на конические роликовые радиально-упорные подшипники в опорах при установке их на валу враспор

$$S = \begin{cases} e \\ 0,83 e \end{cases} F_r \quad \begin{array}{l} \text{- для шариковых подшипников;} \\ \text{- для роликовых подшипников} \end{array}$$

(не путать составляющую S с осевой нагрузкой F_n !).

Далее подсчитывают алгебраическую сумму сил, приложенных к подшипнику, с учетом действия каждой: если сила стремится уменьшить осевой зазор между внутренним и наружным кольцом, увеличивая контактное давление между телами качения и беговой дорожкой, она оказывает **нагружающее** действие и в указанной сумме принимается **положительной**. И, наоборот, увеличение зазора соответствует **разгружающему** действию силы, тогда она считается **отрицательной**. Так для подшипника A (рис. 52) силы F_z и S_B являются нагружающими, а S_A – разгружающей, для подшипника же B – наоборот. В том случае, когда сумма сил окажется **положительной** (такая ситуация более вероятна для подшипника A), осевая нагрузка определяется следующим образом:

$$F_n^A = F_z + S_B$$

(заметьте, что сама осевая составляющая S_A даже не присутствует в выражении для F_n^A !); если же сумма сил окажется **отрицательной** (скорее всего – для подшипника B), осевая нагрузка принимается равной соответствующей осевой составляющей:

$$F_n^B = S_B.$$

После определения эквивалентной нагрузки на каждый подшипник (см. формулу (22)) с помощью выражения (21) подсчитывают ресурс по **большей** из них, полагая, что он относится к **обеим** опорам. Очевидно, для второго подшипника, с меньшей величиной $F_{экв}$, он окажется выше, но подшипники на одном валу заменяют только **парами**, так что ресурс и того, и другого узла будет определяться долговечностью наиболее нагруженного подшипника. Наконец, как уже говорилось вначале, производится сопоставление полученного значения долговечности (в часах)

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 n}$$

(n – частота вращения вала в об/мин) с требуемым сроком службы машинного агрегата (см. подраздел 8.1), делается вывод о соответствии (или несоответствии) выбранных подшипников фактической нагруженности опор и приводятся вытекающие из этого вывода рекомендации.

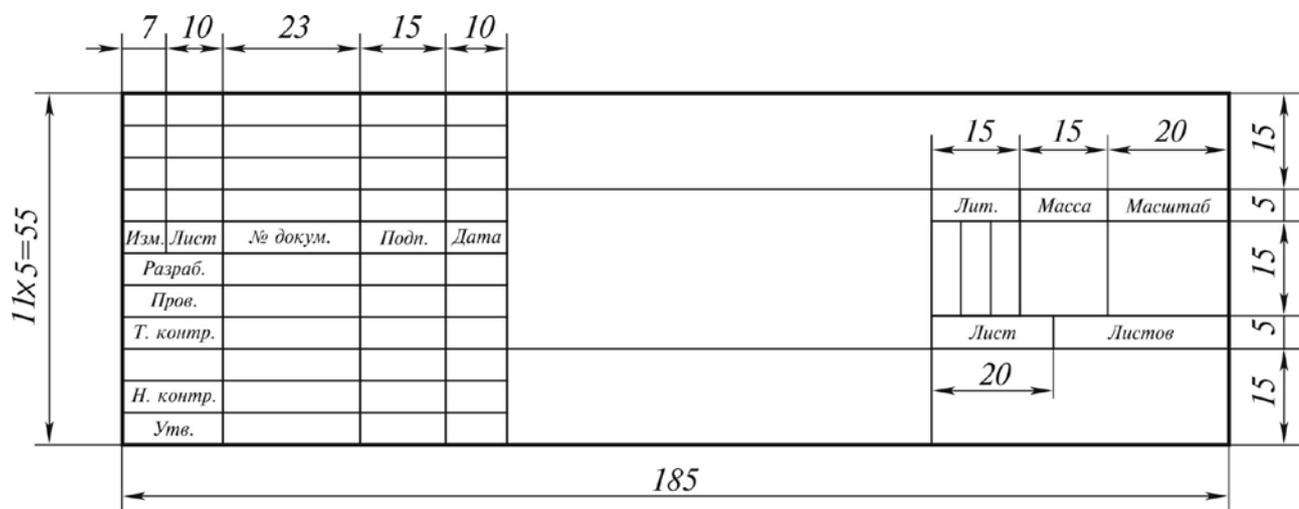
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Стандарт организации. Система управления качеством образовательных процессов: Курсовая и выпускная квалификационная работа. Требования к содержанию и оформлению: СТО ЮУрГУ 21–2008 / составители: Т.И. Парубочая, Н.В. Сырейщикова, В.И. Гузеев, Л.В. Винокурова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. – 56 с.
2. Яблонский, А.А. Курс теоретической механики: Статика. Кинематика. Динамика / А.А. Яблонский, В.М. Никифорова. – М.: Лань, 2004. – 763 с.
3. Теория механизмов и машин /К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; под ред. К.В. Фролова.– М.: Высшая школа, 1998. – 495 с.
4. Анфимов, М.И. Редукторы. Конструкция и расчет: альбом / М.И. Анфимов. – М.: Машиностроение, 1993. – 462 с.
5. Дунаев, П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов.– М.: Машиностроение, 2004. – 559 с.
6. Кузьмин, А.В. Расчеты деталей машин: справ. пособие / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцев. – Минск: Вышейша школа, 1986. – 399 с.
7. Гузенков, П.Г. Детали машин/П.Г. Гузенков. – М.: Высшая школа, 1982. – 351 с.
8. Порошин, В.Б. Расчеты на прочность – это просто: учебное пособие / В.Б. Порошин. – Челябинск: Изд-во РЕКПОЛ, 2011. – 60 с.
9. Шейнблит, А.Е. Курсовое проектирование деталей машин / А.Е. Шейнблит. – Калининград: Янтарный сказ, 2005. – 454 с.
10. Иосилевич, Г.Б. Прикладная механика / Г.Б. Иосилевич, П.А. Лебедев, В.С. Стреляев. – М.: Машиностроение, 1985. – 576 с.
11. Перель, Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник / Л.Я. Перель, А.А. Филатов. – М.: Машиностроение, 1992. – 606 с.

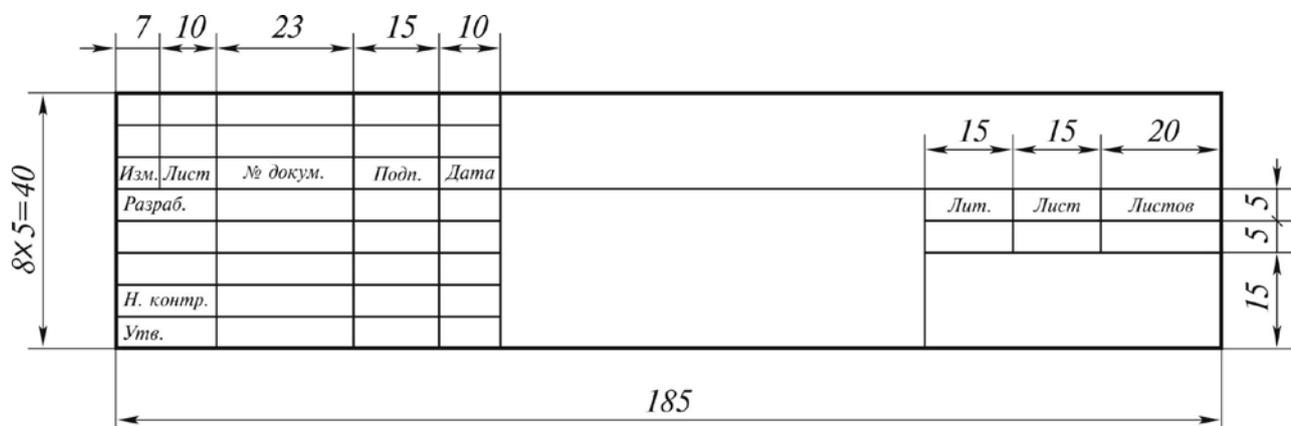
ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

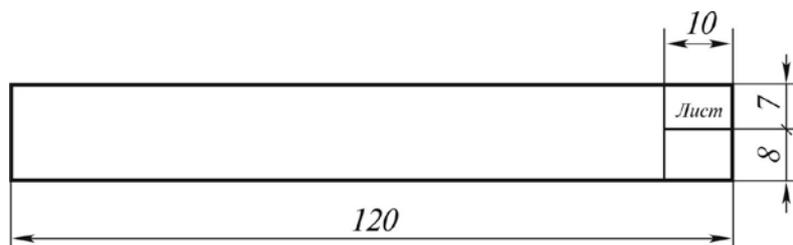
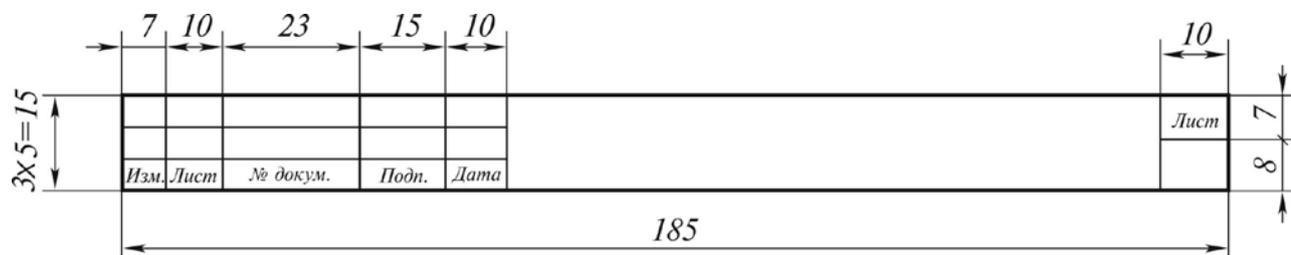
ОСНОВНЫЕ НАДПИСИ ДЛЯ ЧЕРТЕЖЕЙ, ЗАГЛАВНОГО И ПОСЛЕДУЮЩИХ ЛИСТОВ ТЕКСТОВОГО ДОКУМЕНТА



Основная надпись для чертежей



Форма 2. Основная надпись для заглавных листов текстовых документов



Форма 2а. Основная и допускаемая надписи для второго и последующих листов текстовых документов

ОБРАЗЕЦ ТИТУЛЬНОГО ЛИСТА

Министерство образования и науки Российской Федерации
 Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
 высшего образования
 «Южно-Уральский государственный университет»
 (национальный исследовательский университет)
 Аэрокосмический факультет
 Кафедра «Техническая механика»

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ
 И ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПРИВОДА
 ПРЕСС-АВТОМАТА С ПЛАВАЮЩИМ ПОЛЗУНОМ**

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ
 по дисциплине «ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»

ЮУрГУ – П-375.08.2.00.00.ПЗ КП

Нормоконтролер
Сухов Ф.И. _____
 «_____» _____ 2019 г.

Руководитель
Сухов Ф.И. _____
 «_____» _____ 2019 г.

Дата сдачи на проверку

Автор проекта студент
 группы П-375
Петрухин П.П. _____
 «_____» _____ 2019 г.

Контактный телефон _____

Проект защищен с оценкой

 «_____» _____ 2019 г.

Челябинск 2019

НОРМАЛЬНЫЕ ЛИНЕЙНЫЕ РАЗМЕРЫ (ГОСТ 6636-69)

Размеры, мм

Ряды																		
	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40			
1,0	1,0	1,0	1,0	10	10	10	10	100	100	100	100	1000	1000	1000	1000			
		1,1	1,05			10,5	105			110	110			1120	1120			
		1,15	1,1			11	110			120	120			1180	1180			
	1,2	1,2	1,2		12	12	12		125	125	125		1250	1250	1250	1250	1250	1250
		1,3	1,3			13	130				140			140	1400		1400	
		1,4	1,4			14	140				150			150	1500		1500	
1 1,6	1,6	1,6	1,6	16	16	16	16	160	160	160	160	1600	1600	1600	1600			
		1,7	1,7			17	170			180	180			1800	1800			
		1,8	1,8			18	180			190	190			1900	1900			
	2,0	2,0	2,0		20	20	20		200	200	200		2000	2000	2000	2000	2000	2000
		2,1	2,1			21	210				220			220	2240		2240	
		2,2	2,2			22	220				240			240	2360		2360	
2 2,5	2,5	2,5	2,5	25	25	25	25	250	250	250	250	2500	2500	2500	2500			
		2,6	2,6			26	260			280	280			2800	2800			
		2,8	2,8			28	280			300	300			3000	3000			
	3,2	3,2	3,2		32	32	32		320	320	320		3150	3150	3150	3150	3150	3150
		3,4	3,4			34	340				360			360	3550		3550	
		3,6	3,6			36	360				380			380	3750		3750	
4 4,0	4,0	4,0	4,0	40	40	40	40	400	400	400	400	4000	4000	4000	4000			
		4,2	4,2			42	420			450	450			4500	4500			
		4,5	4,5			45	450			480	480			4750	4750			
	5,0	5,0	5,0		50	50	50		500	500	500		5000	5000	5000	5000	5000	5000
		5,3	5,3			53	530				560			560	5600		5600	
		5,6	5,6			56	560				600			600	6000		6000	
6 6,3	6,3	6,3	6,3	63	63	63	63	630	630	630	630	6300	6300	6300	6300			
		6,7	6,7			67	670			710	710			7100	7100			
		7,1	7,1			71	710			750	750			7500	7500			
	8,0	8,0	8,0		80	80	80		800	800	800		8000	8000	8000	8000	8000	8000
		8,5	8,5			85	850				900			900	9000		9000	
		9,0	9,0			90	900				950			950	9500		9500	

1. При выборе размеров предпочтение отдавать рядам с более крупной градацией: ряд Ra5 следует предпочитать ряду Ra10; ряд Ra10 - ряду Ra20.
2. Ряд Ra40 допускается применять только с разрешения преподавателя.

СОЕДИНЕНИЯ ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) ПРЯМОБОЧНЫЕ
(по ГОСТ 1139-58)

Размеры лёгкой серии

Число зубьев z	d , мм	D , мм	b , мм	d_1 , мм, не менее	a , мм, не менее	c , мм	r , мм, не более
6	23	26	6	22,1	3,54	0,3	0,2
6	26	30	6	24,6	3,85	0,3	0,2
6	28	32	7	26,7	4,03	0,3	0,2
8	32	36	6	30,4	2,71	0,4	0,3
8	36	40	7	34,5	3,46	0,4	0,3
8	42	46	8	40,4	5,03	0,4	0,3
8	46	50	9	44,6	5,75	0,4	0,3
8	52	58	10	49,7	4,89	0,5	0,5
8	56	62	10	53,6	6,38	0,5	0,5
8	62	68	12	59,8	7,31	0,5	0,5
10	72	78	12	69,6	5,45	0,5	0,5
10	82	88	12	79,3	8,62	0,5	0,5
10	92	98	14	89,4	10,08	0,5	0,5
10	102	108	16	99,9	11,49	0,5	0,5
10	112	120	18	108,8	10,72	0,5	0,5

Размеры средней серии

Число зубьев z	d , мм	D , мм	b , мм	d_1 , мм, не менее	a , мм, не менее	c , мм	r , мм, не более
6	11	14	3,0	9,9	—	0,3	0,2
6	13	16	3,5	12,0	—	0,3	0,2
6	16	20	4,0	14,5	—	0,3	0,2
6	18	22	5,0	16,7	—	0,3	0,2
6	21	25	5,0	19,5	1,95	0,3	0,2
6	23	28	6,0	21,3	1,34	0,3	0,2
6	26	32	6,0	23,4	1,65	0,4	0,3
6	28	34	7,0	25,9	1,70	0,4	0,3
8	32	38	6,0	29,4	—	0,4	0,3
8	36	42	7,0	33,5	1,02	0,4	0,3
8	42	48	8,0	39,5	2,57	0,4	0,3
8	46	54	9,0	42,7	—	0,5	0,5
8	52	60	10,0	48,7	2,44	0,5	0,5
8	56	65	10,0	52,2	2,50	0,5	0,5
8	62	72	12,0	57,8	2,40	0,5	0,5
10	72	82	12,0	67,4	—	0,5	0,5
10	82	92	12,0	77,1	3,00	0,5	0,5
10	92	102	14,0	87,3	4,50	0,5	0,5
10	102	112	16,0	97,7	6,30	0,5	0,5
10	112	125	18,0	106,3	4,40	0,5	0,5

Размеры тяжёлой серии

Число зубьев z	d , мм	D , мм	b , мм	d_1 , мм, не менее	c , мм	r , мм, не более
10	16	20	2,5	14,1	0,3	0,2
10	18	23	3,0	15,6	0,3	0,2
10	21	26	3,0	18,5	0,3	0,2
10	23	29	4,0	20,3	0,3	0,2
10	26	32	4,0	23,0	0,4	0,3
10	28	35	4,0	24,4	0,4	0,3
10	32	40	5,0	28,0	0,4	0,3
10	36	45	5,0	31,3	0,4	0,3
10	42	52	6,0	36,9	0,4	0,3
10	46	56	7,0	40,9	0,5	0,5
16	52	60	5,0	47,0	0,5	0,5
16	56	65	5,0	50,6	0,5	0,5
16	62	72	6,0	56,1	0,5	0,5
16	72	82	7,0	65,9	0,5	0,5
20	82	92	6,0	75,6	0,5	0,5
20	92	102	7,0	85,5	0,5	0,5
20	102	115	8,0	94,0	0,5	0,5
20	112	125	9,0	104,0	0,5	0,5

ПРИМЕЧАНИЯ:

1. Исполнение *A* дано для изготовления валов соединений лёгкой и средней серий методом обкатывания. Валы соединений тяжёлой серии методом обкатывания не изготавливаются.
2. Исполнение *A* и *C* при центрировании по внутреннему диаметру (при $HВ < 350$), *B* по наружному диаметру и боковым сторонам зубьев (при $HВ > 350$).

После печати ВПИСАТЬ «Λ» на стр. 37, 38