

Министерство образования и науки Российской Федерации
НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

В.П. ГИЛЕТА, Н.А. ЧУСОВИТИН,
Б.В. ЮДИН

МЕХАНИКА

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Утверждено
Редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия

НОВОСИБИРСК
2014

УДК 621.833(075.8)
Г 47

Рецензенты

канд. техн. наук, доц. *Ю.С. Поляков*,
канд. техн. наук, доц. *А.В. Кириллов*

Работа подготовлена на кафедре проектирования технологических машин для студентов ФМА направлений 260800.62 «Технология продукции и организация общественного питания» (профиль «Технология и организация ресторанного сервиса», «Технология продукции и организация ресторанного бизнеса»), 100800.62 «Товароведение» (профиль «Товароведение и экспертиза продовольственных и непродовольственных товаров», «Товароведение и экспертиза товаров во внутренней и внешней торговле»), а также для студентов ИДО

Гилета В.П.

Г 47 **Механика. Расчет зубчатых передач : учеб. пособие / В.П. Гилета, Н.А. Чусовитин, Б.В. Юдин. – Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2014. – 86 с.**

ISBN 978-5-7782-2522-0

Учебное пособие содержит задания для выполнения расчетно-графических работ. В пособии изложены требования к их оформлению, приведены список рекомендуемой учебно-методической литературы и примеры выполнения РГЗ.

УДК 621.833(075.8)

ISBN 978-5-7782-2522-0

© Гилета В.П., Чусовитин Н.А.,
Юдин Б.В., 2014

© Новосибирский государственный
технический университет, 2014

ВВЕДЕНИЕ

Учебное пособие написано по программе курса «Механика» для студентов факультета мехатроники и автоматизации (ФМА), обучающихся по направлениям 260800.62 – Технология продукции и организация общественного питания (профиль «Технология и организация ресторанного сервиса», «Технология продукции и организация ресторанного бизнеса»), 100800.62 – Товароведение (профиль «Товароведение и экспертиза продовольственных и непродовольственных товаров», «Товароведение и экспертиза товаров во внутренней и внешней торговле»), а также для студентов ИДО Новосибирского государственного технического университета.

В руководстве изложены основы конструирования механических приводов общего назначения, расчета механических передач и деталей, их составляющих. Приведены все необходимые методические и справочные материалы для выполнения расчетно-графического задания, курсовой работы.

Задачами выполнения расчетно-графического задания (РГЗ) по дисциплине «Механика» являются:

- закрепление, расширение и углубление теоретических знаний по основным разделам курса;
- приобретение навыков практического применения полученных теоретических знаний и комплексного решения конкретных задач, предусмотренных учебным планом дисциплины;
- получение навыков самостоятельного и творческого подхода к решению конкретных инженерных задач;
- развитие необходимых навыков по проведению расчетов и составлению технико-экономического обоснования применяемых технологических решений;
- обучение самостоятельному пользованию специализированной литературой – каталогами, справочниками, стандартами;

– выработка навыков оформления технической документации, составление пояснительной записки и оформление чертежей и схем согласно стандартам ЕСКД;

– овладение навыками использования современных средств вычислительной техники при решении конкретных инженерных задач;

– подготовка к более сложным последующим курсовым проектам по другим дисциплинам и к заключительному этапу учебного процесса – выполнению и защите дипломного проекта.

Основная цель курса – освоение общих принципов проектирования и конструирования электромеханических приводов машин общего и специального назначения с учетом главных критериев их работоспособности.

Курс «Механика» базируется на таких общеобразовательных дисциплинах, как высшая математика, физика и инженерная графика.

ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

Расчетно-графическое задание выполняется индивидуально, в соответствии с заданием, выдаваемым преподавателем, и состоит из брошюрованной пояснительной записки объемом 8–16 страниц формата А4 и графической части, представленной на листе формата А4 (210×297).

Пояснительная записка – документ, содержащий описание исследуемого механизма, обоснования принятых при его разработке методов исследования и технических решений, пояснение и анализ математических моделей механизма, все виды расчетов, схемы, графики, таблицы, диаграммы, поясняющие расчеты и принятые решения.

Пояснительная записка расчетно-графического задания должна содержать: титульный лист (рис. 1), техническое задание, введение, основную часть, заключение, список использованной литературы и при необходимости приложение.

В пояснительной записке все иллюстрации именуется рисунками. Если их более одного, они нумеруются в пределах раздела арабскими цифрами. Номер рисунка состоит из номера раздела и порядкового номера, разделенных точкой. Допускается нумерация рисунков в пределах всего документа. Рисунки должны иметь наименование и поясняющие данные (подрисуночный текст).

Количества рисунков должно быть достаточно для пояснения текста. Их следует расположить по тексту сразу после первого упоминания о них так, чтобы их можно было рассматривать без поворота страницы. Если такое размещение невозможно, то рисунок располагают так, чтобы для его рассмотрения страница поворачивалась по движению часовой стрелки.

Цифровой материал результатов расчетов оформляют в виде таблиц, которые нумеруют арабскими цифрами (без знака номера) в пределах раздела. Допускается сквозная нумерация таблиц в пределах всего документа.

*МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ*

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

К РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЕ
«Расчет зубчатых передач»

Автор работы (подпись, дата) _____ ВАСИЛЬБЕВ Е. М.

Направление 260800.62

Группа ЭМ-312

Руководитель работы (подпись, дата) _____ ПЕТРОВ П. П.

Работа защищена (дата) Оценка

Члены комиссии

НОВОСИБИРСК, 2014 г.

Рис. 1. Образец титульного листа

Надпись «Таблица...» помещается выше заголовка таблицы справа. Заголовок таблицы помещают над таблицей и записывают строчными буквами, начиная с прописной, а подзаголовок – со строчной буквы. В конце заголовка и подзаголовка знаки препинания не ставят. Заголовки записывают в единственном числе. Если в документе только одна таблица, то она не нумеруется и слово «Таблица» не пишется.

Диагональное деление графы не допускается. Если таблица не помещается на лист, то она переносится на следующий, при этом над последующими частями пишется «Продолжение табл. ...» с указанием номера не поместившейся таблицы.

На каждый рисунок и таблицу необходимо дать ссылку в тексте.

Допускается компьютерный способ оформления таблиц, графиков и иллюстраций.

Все построения необходимо снабжать соответствующим комментарием и масштабным коэффициентом. Значение масштабного коэффициента выбирается произвольным, обеспечивающим четкое представление описываемой части исследований механизма и максимальное итоговое заполнение площади листа.

ГОСТ 2.104–68 распространяется на чертежи и другие технические документы изделий основного и вспомогательного производства и устанавливает формы и порядок заполнения основной надписи на чертежах.

Основная надпись для текстовых конструкторских документов на первом или заглавном листе оформляется по форме 2 (рис. 2), последующие листы – по форме 2а (рис. 3).

Основные надписи и рамки выполняют сплошными основными и сплошными тонкими линиями по ГОСТ 2.303–68.

Основные надписи располагают в правом нижнем углу чертежа или другого технического документа.

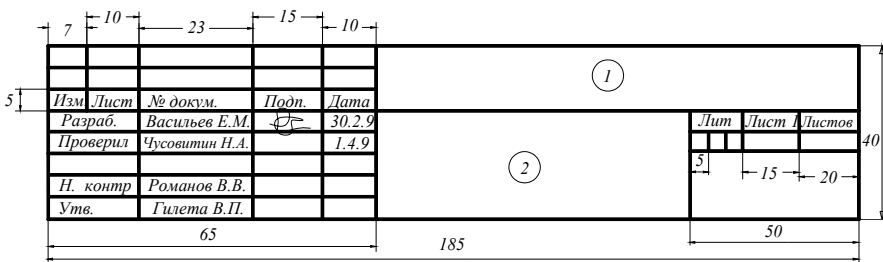


Рис. 2. Основная надпись для текстовых конструкторских документов (первый или заглавный лист). Форма 2

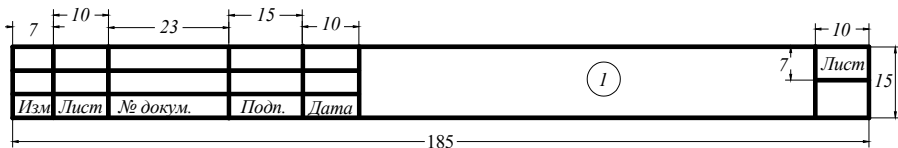


Рис. 3. Основная надпись для текстовых конструкторских документов (последующие листы). Форма 2а

На листах формата А4 (210×297) по ГОСТ 2.301–68 основные надписи располагают только вдоль короткой стороны листа.

Графа 1 – обозначение документа по ГОСТ 2.201–68.

Графа 2 – наименование изделия (в соответствии с требованиями ГОСТ 2.109–73), а также наименование документа, если этому документу присвоен шифр.

Отверстия для брошюровки пробиваются с левой стороны листа.

Все расчетные зависимости должны либо быть выведены, либо иметь ссылку на источник, из которого они взяты. Если в записке более одной формулы, то они нумеруются арабскими цифрами. Номер ставят в круглых скобках с правой стороны листа на уровне формулы.

Расчетные формулы записывают сначала в символьном виде с расшифровкой символов. Значение каждого символа дают с новой строки в той последовательности, в которой они приведены в формуле. Первая строка расшифровки должна начинаться со слов «где» без двоеточия после него.

Затем в формулу подставляют цифровые значения физических величин и наконец приводят окончательный ответ с обязательным указанием размерности, например,

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30},$$

где $\omega_{\text{дв}}$ – угловая скорость вала двигателя, 1/с; π – число, выражающее отношение длины окружности к ее диаметру, $\pi = 3,14$; $n_{\text{дв}}$ – частота вращения вала двигателя, $n_{\text{дв}} = 1410$ об/мин.

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{3,14 \cdot 1410}{30} = 147,58 \text{ с}^{-1}.$$

Если в расчетно-графическом задании по одной формуле выполняется несколько расчетов, то в записке эта формула и расчеты по ней приводят только один раз, а все остальные результаты расчетов сводят в таблицу.

Нумерация листов записки должна быть сквозная, номера указывают в нижнем правом углу основной надписи листа.

На все заимствованные из литературы формулы, рекомендации, выводы и другие данные непременно должны быть сделаны ссылки по правилам, определяемым в ГОСТ 7.1–2003. Ссылки на источники следует указывать порядковым номером по списку источников, выделенных квадратными скобками, например [1].

Задание 1

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Провести кинематический и силовой расчет механического привода по данным, приведенным в табл. 1. Определить графоаналитическим способом угловые скорости валов и передаточное отношение привода.

Оценить погрешность между значениями передаточного отношения привода, найденными аналитическим и графоаналитическим способами.

Таблица 1

Исходные данные

Варианты	Параметры								
	$T_{им},$ Н·м	$\omega_{им},$ с ⁻¹	$n_{им,-1}$ мин ⁻¹	z_1	z_2	z_3	z_4	$m,$ мм	$t,$ мм
1	400	7,0	–	20	36	24	60	2	12,7
2	300	–	100	22	55	26	65	2,25	
3	250	6,0	–	24	48	20	58	2,5	
4	450	–	90	26	52	24	76	2,25	15,87
5	250	8,0	–	20	55	26	67	1,75	
6	200	–	140	24	60	20	50	2	
7	350	9,5	–	21	59	24	60	2,5	12,7
8	380	–	70	24	48	22	78	1,75	
9	200	8,5	–	23	63	20	63	2	
10	320	–	120	25	56	25	70	2,25	15,87
11	360	11	–	20	40	24	56	2,5	
12	270	–	55	22	55	20	70	1,75	

13	280	7,5	–	26	65	24	60	2	12,7
14	220	–	75	22	55	26	65	1,75	
15	320	10	–	24	48	20	58	2,5	

Окончание табл. 1

Варианты	Параметры								
	$T_{им},$ Н·м	$\omega_{им},$ с ⁻¹	$n_{им},$ мин ⁻¹	z_1	z_2	z_3	z_4	$m,$ мм	$t,$ мм
16	350	–	150	23	63	21	59	2	15,87
17	250	14	–	22	49	25	70	2	
18	300	–	130	20	50	20	71	2,5	
19	220	10,5	–	21	59	23	63	1,75	12,7
20	380	–	140	25	50	25	56	2	
21	270	11,5	–	22	55	20	50	2,5	
22	200	–	95	20	55	22	55	2,25	15,87
23	330	6,0	–	24	42	26	65	2	
24	230	–	160	22	55	20	50	1,75	
25	280	11	–	24	66	21	59	2,5	

На схеме (рис. 4) и в табл. 1 обозначено: 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – муфта; 4 – цепная передача; $z_1...z_4$ – число зубьев зубчатых колес редуктора; z_5, z_6 – звездочки цепной передачи; $T_{им}$ – крутящий момент на валу исполнительного механизма; $\omega_{им}$ – угловая скорость вращения исполнительного механизма; $n_{им}$ – частота вращения исполнительного механизма; m – модуль зацепления зубчатых колес редуктора; t – шаг цепи.

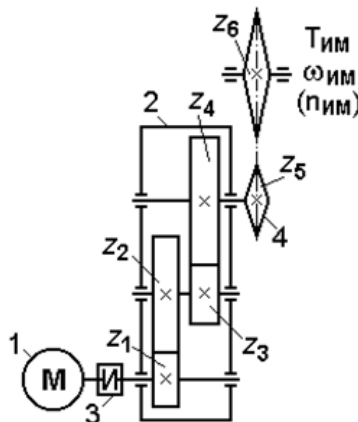


Рис. 4. Схема привода

ОБРАЗЕЦ ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ 1

Провести кинематический и силовой расчет механического привода. Определить графоаналитическим способом угловые скорости валов и передаточное отношение привода (табл. 2).

Т а б л и ц а 2

Наименование параметра	Ед. изм.	Вариант 26
Крутящий момент на валу исполнительного механизма $T_{им}$	Н·м	240
Угловая скорость вращения исполнительного механизма $\omega_{им}$	с ⁻¹	15
Число зубьев зубчатых колес редуктора:		
z_1	–	17
z_2	–	34
z_3	–	18
z_4	–	36
Модуль зацепления зубчатых колес редуктора m	мм	2
Шаг цепи t	мм	12,7

Схема и состав привода (рис. 5): 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; z_1, z_2 – зубчатые колеса быстроходной ступени редуктора; z_3, z_4 – зубчатые колеса тихоходной ступени редуктора; 3 – муфта; 4 – цепная передача; z_5, z_6 – звездочки цепной передачи; I–III – валы редуктора; IV – вал исполнительного механизма.

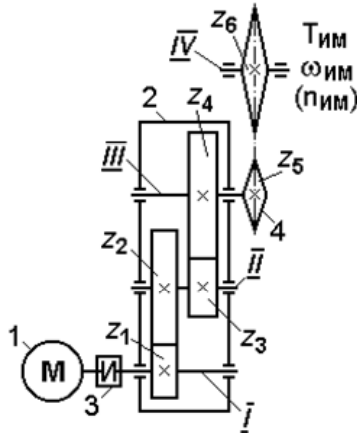


Рис. 5. Схема и состав привода

1.1. Выбор электродвигателя и определение его мощности

По условию мощность, необходимая для работы исполнительного механизма (смесителя),

$$P_{\text{ИМ}} = T_{\text{ИМ}} \omega_{\text{ИМ}} = 240 \cdot 15 = 3600 \text{ Вт} = 3,6 \text{ кВт.}$$

Необходимая расчетная мощность электродвигателя

$$P'_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{ИМ}}}{\eta},$$

где η – общий коэффициент полезного действия (КПД) привода.

Примечание. Если в исходных данных (табл. 1) задана частота вращения исполнительного механизма $n_{\text{ИМ}} \text{ мин}^{-1}$ (об/мин), то угловая скорость его вращения $\omega_{\text{ИМ}} \text{ с}^{-1}$ (рад/с) определяется по выражению $\omega_{\text{ИМ}} = \pi \cdot n_{\text{ИМ}} / 30$.

Общий КПД привода

$$\eta = \eta_{\text{зп}}^2 \cdot \eta_{\text{цп}} \cdot \eta_{\text{м}}.$$

Здесь $\eta_{\text{зп}} = 0,97$ – КПД ступени редуктора (закрытой цилиндрической зубчатой передачи с опорами), $\eta_{\text{цп}} = 0,95$ – КПД цепной передачи, $\eta_{\text{м}} = 0,98$ – КПД муфты (см. приложение 1) [1, 2].

Тогда $\eta = 0,97^2 \cdot 0,95 \cdot 0,98 = 0,88$.

$$P'_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{им}}}{\eta} = \frac{3,6}{0,88} = 4,10 \text{ кВт.}$$

По справочным данным (см. приложение 4) [2] выбираем стандартный асинхронный электродвигатель мощностью $P_{\text{дв}} = 4 \text{ кВт}$.

Примечание. При постоянной нагрузке допускается перегрузка мощности электродвигателя $P_{\text{дв}}$ до 8 % [2].

Определим перегрузку Δ мощности электродвигателя

$$\Delta = \left| \frac{P - P'}{P} \right| \cdot 100 \% = \left| \frac{4 - 4,10}{4} \right| \cdot 100 \% = 2,5 \% < 8 \%$$

Найденная перегрузка мощности электродвигателя $P_{\text{дв}}$ меньше 8 %, что допустимо.

1.2. Определение расчетной частоты вращений электродвигателя

Расчетная частота вращений электродвигателя определяется по формуле

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{им}} \cdot i_{\text{общ}},$$

где $i_{\text{общ}}$ – общее передаточное отношение привода; $n_{\text{им}} = \frac{30\omega_{\text{им}}}{\pi} =$

$$= \frac{30 \cdot 15}{3,14} = 143,31 \text{ об/мин (мин}^{-1}\text{)} - \text{ заданная частота вращения}$$

исполнительного механизма.

$$i_{\text{общ}} = i_{\text{цп}} \cdot i_{\text{р}},$$

где $i_{\text{цп}}$ – передаточное отношение цепной передачи; $i_{\text{р}} = i_{\text{Б}} \cdot i_{\text{Т}}$ – передаточное отношение редуктора.

По условию

$$i_{\text{Б}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{34}{17} = 2$$

– передаточное отношение быстроходной ступени редуктора;

$$i_{\text{Т}} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{36}{18} = 2$$

– передаточное отношение тихоходной ступени редуктора.

Таким образом, $i_{\text{р}} = 2 \cdot 2 = 4$.

Зададимся передаточным отношением цепной передачи. В соответствии с рекомендациями приложения 2 примем $i_{\text{цп}} = 3$.

Тогда

$$i_{\text{общ}} = i_{\text{цп}} \cdot i_{\text{р}} = 3 \cdot 2 \cdot 2 = 12.$$

Таким образом, расчетная частота вращения электродвигателя

$$n'_{\text{дв}} = 143,31 \cdot 12 = 1719,72 \text{ мин}^{-1}.$$

1.3. Выбор стандартного электродвигателя

По справочным данным (приложение 4) [2] выбираем стандартный асинхронный электродвигатель 100L4 серии АИР мощностью $P_{\text{дв}} = 4$ кВт, имеющий наиболее близкую к расчетной частоту вращения $n_{\text{дв}} = 1410$ об/мин.

1.4. Расчет чисел зубьев звездочек цепной передачи

1.4.1. Определение расчетного передаточного отношения цепной передачи $i'_{\text{цп}}$

Ввиду того что электродвигатель имеет асинхронную (рабочую) частоту вращения $n_{\text{дв}} = 1410$ об/мин, отличную от расчетной $n'_{\text{дв}} = 1719,72 \text{ мин}^{-1}$, уменьшим передаточное отношение ременной передачи в k раз, где

$$k = \frac{n'_{\text{ДВ}}}{n_{\text{ДВ}}} = \frac{1719,72}{1410} = 1,22.$$

Отсюда

$$i'_{\text{ЦП}} = \frac{3}{1,22} = 2,46.$$

1.4.2. Выбор чисел зубьев звездочек и определение передаточного отношения цепной передачи $i_{\text{ЦП}}$

В соответствии с рекомендациями (приложение 11) [1] число зубьев малой (ведущей) звездочки цепной передачи $z_5 \geq 13$. Примем $z_5 = 25$.

Тогда число зубьев на ведомой звездочке цепной передачи равно

$$z_6 = z_5 \cdot i'_{\text{ЦП}} = 25 \cdot 2,46 = 61,5.$$

Примем $z_6 = 62$, так как оно должно быть целым числом.

Определим истинное значение передаточного отношения цепной передачи.

$$i_{\text{ЦП}} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{62}{25} = 2,48.$$

1.5. Определение частоты вращения исполнительного механизма

По уточненным данным общее передаточное отношение привода

$$i_{\text{общ}} = i_{\text{ЦП}} \cdot i_p = 2,48 \cdot 4 \approx 9,92.$$

Определим фактическую частоту вращения исполнительного механизма

$$n_{\text{им}} = \frac{n_{\text{ДВ}}}{i_{\text{общ}}} = \frac{1410}{9,92} = 142,14 \text{ мин}^{-1}.$$

Определим погрешность Δ между требуемой величиной частоты вращения и фактической по формуле

$$\Delta = \left| \frac{n_{\text{им треб}} - n_{\text{им факт}}}{n_{\text{им треб}}} \right| \cdot 100 \% = \left| \frac{143,31 - 142,14}{143,31} \right| \cdot 100 \% = 0,82 \%$$

Найденная погрешность Δ меньше допустимой 4 %, а значит, принятые передаточные отношения редуктора и цепной передачи удовлетворяют условию точности.

1.6. Распределение потока мощности по валам привода

$$P'_{\text{дв}} = 4,1 \text{ кВт} = 4100 \text{ Вт};$$

$$P_{\text{I}} = P'_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{м}} = 4100 \cdot 0,98 = 4018 \text{ Вт};$$

$$P_{\text{II}} = P_{\text{I}} \cdot \eta_{\text{зп}} = 4018 \cdot 0,97 = 3897,46 \text{ Вт};$$

$$P_{\text{III}} = P_{\text{II}} \cdot \eta_{\text{зп}} = 3897,46 \cdot 0,97 = 3780,54 \text{ Вт};$$

$$P_{\text{IV}} = P_{\text{III}} \cdot \eta_{\text{цп}} = 3780,54 \cdot 0,95 = 3591,51 \text{ Вт}.$$

1.7. Частоты вращения электродвигателя и валов привода

Электродвигатель и валы привода имеют следующие частоты вращения:

$$n_{\text{дв}} = 1410 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{I}} = n_{\text{дв}} = 1410 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{II}} = n_{\text{I}} / i_{\text{Б}} = 1410/2 = 705 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_{\text{III}} = n_{\text{II}} / i_{\text{T}} = 705/2 = 352,5 \text{ мин}^{-1}.$$

$$n_{\text{IV}} = n_{\text{III}} / i_{\text{цп}} = 352,5/2,48 = 142,14 \text{ мин}^{-1}.$$

1.8. Угловые скорости электродвигателя и валов привода

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1410}{30} = 147,58 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{I}} = \omega_{\text{дв}} = 147,58 \text{ с}^{-1}.$$

$$\omega_{II} = \frac{\pi \cdot n_{II}}{30} = \frac{3,14 \cdot 705}{30} = 73,79 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{III} = \frac{\pi \cdot n_{III}}{30} = \frac{3,14 \cdot 352,5}{30} = 36,90 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{IV} = \frac{\pi \cdot n_{IV}}{30} = \frac{3,14 \cdot 142,14}{30} = 14,88 \text{ с}^{-1}.$$

1.9. Крутящие моменты на электродвигателе и валах привода

$$T_{дв} = P'_{дв} / \omega_{дв} = 4100/147,58 = 27,78 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_I = P_I / \omega_I = 4018/147,58 = 27,22 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{II} = P_{II} / \omega_{II} = 3897,46/73,79 = 52,82 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{III} = P_{III} / \omega_{III} = 3780,54/36,90 = 102,45 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{им} = P_{IV} / \omega_{IV} = 3591,51/14,88 = 241,36 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Отклонение фактического значения крутящего момента на исполнительном механизме $T_{им} = 241,36 \text{ Н} \cdot \text{м}$ от заданного $T_{им} = 240 \text{ Н} \cdot \text{м}$ составляет 0,57 %, т. е. не превышает 4 %.

Т а б л и ц а 3

Кинематические и силовые параметры механического привода

Наименование	Единицы измерения	Элементы привода				
		Электродвигатель	Вал I	Вал II	Вал III	Вал IV (ИМ)
Передаточное отношение i	–	$i_6 = 2; i_7 = 2; i_{цш} = 2,48$				
Частота вращения n	мин ⁻¹	1410	1410	705	352,5	142,14
Угловая скорость ω	с ⁻¹	147,58	147,58	73,79	36,90	14,88
Мощность P	Вт	4100	4018	3897,46	3780,54	3591,51
Крутящий	Н·м	27,78	27,22	52,82	102,45	241,36

момент T						
------------	--	--	--	--	--	--

1.10. Графоаналитический метод определения передаточного отношения привода (метод Л.П. Смирнова (1875–1954 гг.)).

Для определения передаточного отношения в зубчатых механизмах графическим методом необходимо построить планы линейных и угловых скоростей (рис. 7) звеньев механизма. Планы, выполняемые с учетом условий решаемого варианта задачи, должны быть аккуратными и наглядными, а их размеры должны позволить ясно показать как зубчатые колеса, так и все скорости и линии их распределения.

Построение планов проводят в соответствии со следующим алгоритмом.

Выбираем масштабный коэффициент размеров звеньев.

Поскольку сопряженные зубчатые колеса имеют одинаковый модуль m , а их диаметр рассчитывается по формуле $d_i = m \cdot z_i$, то геометрическое согласование размеров колес при изображении планов механизма возможно проводить через соответствующее выстраиваемому колесу число зубьев. В таком случае масштабный коэффициент будет равен

$$\mu_l = \frac{z_1}{CL} \frac{\text{шт.}}{\text{мм}},$$

где z_1 – число зубьев шестерни z_1 ; CL – размер отрезка, обозначающего шестерню на чертеже.

Для построения кинематической схемы исследуемого механизма необходимо определить чертежные размеры всех звеньев.

Покажем на примере колеса z_2 , как определить его чертежный размер или масштаб звена. Итак, масштаб зубчатого колеса высчитывается по формуле

$$CD = \frac{z_2}{\mu_l} \text{ мм.}$$

Параллельно масштабным изображениям зубчатых колес механизма строим линию нулевых скоростей $O-O$, на которую проецируем оси вращения всех колес и точки соприкосновения зубьев соседних колес.

Обозначаем проекции характерных точек механизма на линию $O-O$ одноименными прописными буквами латинского алфавита.

Строим график распределения линейных скоростей по звеньям механизма.

Построение графика линейных скоростей желательно начинать с построения скорости точки C ведущей шестерни z_1 (рис. 6).

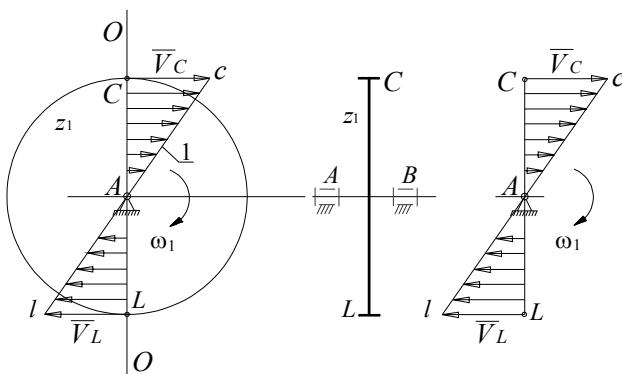


Рис. 6. Распределение скорости по шестерне z_1

Скорость точки C рассчитываем по формуле $V_C = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} \frac{\text{м}}{\text{с}}$, где ω_1 – угловая скорость быстроходного вала I ; d_1 – диаметр шестерни z_1 .

Из точки C , лежащей на прямой $O-O$, откладываем произвольной длины отрезок Cc , обозначающий скорость точки C в движении шестерни вокруг AB .

Определяем масштабный коэффициент линейной скорости

$$\mu_V = \frac{V_C \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}}{Cc}$$

Зная скорость двух точек колеса z_1 , проводим линию l распределения линейных скоростей, а именно соединяем точки A и B , находящиеся на линии $O-O$, с точкой c .

Точка C принадлежит как звену z_1 , так и зубчатому колесу z_2 . Следовательно, скорость C колеса z_2 известна и равна $V_C = (Cc) \cdot \mu_V$.

Известна скорость D центра колеса z_2 , $V_D = 0$. Соединим прямой линией точки D , E и c , а затем продолжим ее до пересечения с линией сноски Mm . Поскольку полученный график иллюстрирует закон распределения скоростей точек звена 2–3, найдем скорость точки M : $V_M = (Mm) \cdot \mu_l$ (рис. 7).

Поскольку точка M принадлежит двум звеньям – шестерне z_2 , расположенной на промежуточном вале II, и зубчатому колесу z_4 , закрепленному на выходном валу редуктора, скорость M и центра вращения колеса z_4 ($V_{N,K} = 0$) известны.

Построим линию распределения скоростей вдоль звена z_4 , для чего соединим точку m с N , K . Затем продлим линию 4 до пересечения ее с линией сноски вершины R звездочки z_5 . Полученный отрезок Rr является масштабом скорости вершины R ведущей звездочки z_5 .

Проведем через r прямую параллельную $O-O$ до пересечения с линией сноски вершины H звездочки z_6 . Отрезок Hh является масштабной величиной скорости зуба H звездочки z_6 . Далее соединим полученную точку пересечения h с предварительно снесенными на $O-O$ центрами вращения S , T выходного вала привода.

Обозначим углы наклона линий l и $б$ распределения скоростей, соответственно через θ_1 и θ_6 .

На этом построение плана распределения линейных скоростей в звеньях механической передачи закончено (рис. 7).

Из плана линейных скоростей найдем, например, что

$$\operatorname{tg} \theta_1 = \frac{Cc}{AC} = \frac{V_C \cdot \mu_l}{\mu_V \cdot r_1} = \frac{\omega_1 \cdot r_1 \cdot \mu_l}{\mu_V \cdot r_1} = \frac{\omega_1 \cdot \mu_l}{\mu_V},$$

откуда

$$\omega_1 = \frac{\mu_V}{\mu_l} \operatorname{tg} \theta_1.$$

Из формулы видно, что угловая скорость звена пропорциональна тангенсу угла между вертикальной линией $O-O$ нулевых скоростей и линией распределения линейных скоростей по данному звену.

Следовательно,

$$\omega_1 = \operatorname{tg} \theta_1.$$

Аналогично

$$\omega_6 = \operatorname{tg} \theta_6.$$

Тогда передаточное соотношение от z_1 к z_6 определится как

$$i_{16} = \frac{\operatorname{tg} \theta_1}{\operatorname{tg} \theta_6}.$$

Итак, передаточное отношение между звеньями в приводе определяется отношением тангенсов углов наклона соответствующих линий распределения линейных скоростей.

Для определения передаточных отношений построим план угловых скоростей.

Проводим горизонтальную линию $A-A$, перпендикулярную линии отсчета $O-O$. Откладываем вниз от выбранной на $A-A$ точки P произвольной длины отрезок PO .

Из точки O (полюс плана угловых скоростей) проводим до пересечения с горизонтальной линией $A-A$ линии, параллельные линиям распределения линейных скоростей входного звена I механизма и выходного 6 .

Получившийся рисунок – план распределения угловых скоростей в механической передаче.

Масштабный коэффициент плана угловых скоростей

$$\mu_{\omega} = \frac{\mu_V}{\mu_l \cdot PO} \frac{1}{\text{с} \cdot \text{мм}}.$$

Из плана угловых скоростей передаточное отношение от шестерни z_1 звену z_6 определится как

$$i_{16} = \frac{\omega_1}{\omega_6} = \frac{\text{tg} \theta_1}{\text{tg} \theta_6} = \frac{1P/PO}{6P/PO} = \frac{1P}{6P}.$$

Чтобы определить передаточное отношение в механической передаче, необходимо найти соответствующее отношение между отрезками на плане угловых скоростей, причем передаточное отношение будет положительным (+), если отрезки лежат по одну сторону от точки P , и отрицательным (-), если отрезки лежат по разные стороны от точки P .

Общее правило построения картины распределения угловых скоростей для двух сопряженных звеньев можно сформулировать следующим образом: если из центра вращения одного из сопряженных звеньев не параллельно межосевой линии отложить отрезок, изображающий в выбранном масштабе его угловую скорость, и параллельно перенести этот отрезок в центр вращения второго звена, то прямая, проходящая через конец перенесенного отрезка и полюс зацепления звеньев, отсечет на линии, вдоль которой отложена известная угловая скорость, отрезок, равный в соответствующем масштабе угловой скорости второго звена.

Погрешность между значениями передаточного отношения привода, найденными аналитически в п. 1.5 задания, $i_{\text{общ}} \approx -9,92$ и графически

$$i_{16} = \frac{1P}{6P} \approx -\frac{30 \text{ мм}}{3 \text{ мм}} = -10$$

составляет

$$\Delta = \left| \frac{i_{\text{общ}} - i_{16}}{i_{\text{общ}}} \right| \cdot 100 \% = \left| \frac{-9,92 - (-10)}{-9,92} \right| \cdot 100 \% = 0,81 \%$$

Результат следует признать удовлетворительным, так как найденная величина погрешности Δ меньше допустимой $[\Delta]$:

$$\Delta < [\Delta] = (5 \div 25) \% .$$

В некоторых изданиях представленный выше метод может быть назван методом Куцбаха – Смирнова. Карл Куцбах (1875–1942 гг.), немецкий ученый, дал решение некоторых задач динамики рычажных и зубчатых механизмов и в том числе, независимо от Л.П. Смирнова, предложил алгоритм графического определения передаточного отношения.

Получаемые картины скоростей дают наглядное представление о движении звеньев механизмов и позволяют провести анализ влияния изменения размеров звеньев на скорости. Пользуясь картинами скоростей, следует помнить, что это не планы скоростей, построенные на основе векторных уравнений, а лишь графическое изображение векторов угловых скоростей, получаемых на основе передаточных чисел между звеньями.

Использование предложенного метода позволяет студентам, изучающим зубчатые передачи, более детально разобраться в особенностях их функционирования.

Таблица 4

Исходные данные

Вариант	Схема	Число зубьев								Частота вращения входного вала, c^{-1} (рад/с)
		z_1	z_2	z_3	z_4	z'_4	z_5	z_6	z_7	$\omega_{вх}$
1	1	21	63	35	17	–	69	17	42	65
2	2	20	66	34	20	36	90	18	44	95
3	3	22	60	74	17	28	85	18	54	75
4	4	24	68	35	19	37	17	17	51	80
5	1	17	51	30	18	–	66	17	51	100
6	2	22	60	33	17	28	78	19	42	65
7	3	24	68	70	19	17	68	19	54	70
8	4	26	70	35	17	26	26	20	54	105
9	1	25	75	30	19	–	68	18	44	80
10	2	22	66	32	22	34	88	17	42	95
11	3	22	60	84	20	36	100	19	54	75
12	4	17	51	36	18	28	26	20	54	80
13	1	24	68	31	20	–	71	17	51	90
14	2	26	66	28	18	28	74	19	42	105
15	3	21	60	80	18	28	90	20	44	100
16	4	18	54	35	19	37	17	17	54	80
17	1	26	66	34	17	–	68	17	54	115
18	2	21	60	36	18	28	82	17	42	65
19	3	20	70	70	19	23	74	18	44	60
20	4	22	63	35	17	26	26	18	54	100
21	1	24	63	33	19	–	71	18	54	65
22	2	26	66	35	20	26	81	17	51	75
23	3	21	68	85	19	26	92	20	44	110
24	4	20	70	34	20	36	18	17	54	85
25	1	22	44	36	17	–	70	18	45	65
26	1	17	51	35	17	–	69	18	44	70
27	2	22	60	34	20	36	90	17	42	75
28	3	24	68	74	17	28	85	19	54	80

Вариант	Схема	Число зубьев								Частота вращения входного вала, c^{-1} (рад/с)
		z_1	z_2	z_3	z_4	z'_4	z_5	z_6	z_7	$\omega_{вх}$
29	4	26	70	35	19	37	17	20	54	85
30	1	21	63	30	18	–	66	17	51	90
31	2	20	66	33	17	28	78	19	42	70
32	3	22	60	70	19	17	68	20	44	75
33	4	24	68	35	17	26	26	17	54	80
34	1	26	66	30	19	–	68	17	42	85
35	2	21	60	32	22	34	88	18	44	90
36	3	20	70	84	20	36	100	18	54	70
37	4	22	63	36	18	28	26	17	51	75
38	1	24	63	31	20	–	71	17	51	80
39	2	26	66	28	18	28	74	19	42	85
40	3	21	68	80	18	28	90	19	54	90
41	4	20	70	35	19	37	17	20	54	70
42	1	25	75	34	17	–	68	18	54	75
43	2	22	66	36	18	28	82	17	51	80
44	3	22	60	70	19	23	74	20	44	85
45	4	17	51	35	17	26	26	17	54	90
46	1	24	68	33	19	–	71	17	54	80
47	2	26	66	35	20	26	81	17	42	85
48	3	21	60	85	19	26	92	18	44	90
49	4	18	54	34	20	36	18	18	54	70
50	1	21	84	36	17	–	70	17	51	75

ОБРАЗЕЦ ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ 2

Определить подвижность зубчатого механизма (рис. 9). Найти аналитическим и графоаналитическим способами передаточное отношение механизма, угловую скорость вращения выходного вала (зубчатого колеса z_7) и сателлита z_4 , z'_4 .

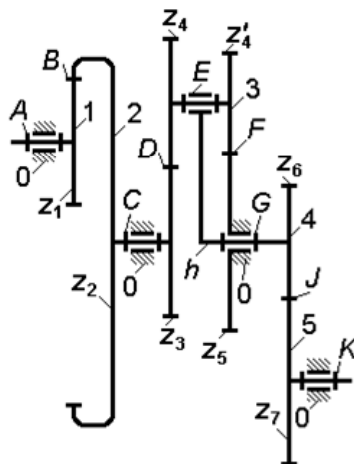


Рис. 9. Структурная схема механизма

Таблица 5

Исходные данные

Вариант	Схема	Число зубьев								Частота вращения входного вала, c^{-1} (рад/с)
		z_1	z_2	z_3	z_4	z'_4	z_5	z_6	z_7	$\omega_{вх}$
30	4	20	60	34	24	17	41	18	45	105

2.1. Структурный анализ механизма

Определим подвижность механизма. Структурная формула (формула П.Л. Чебышева)

$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

где W – подвижность механизма; n – число подвижных звеньев, $n = 5$ (табл. 6); p_5 – число кинематических пар 5-го класса, $p_5 = 5$; p_4 – число кинематических пар 4-го класса, $p_4 = 4$ (табл. 7).

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 5 - 4 = 15 - 10 - 4 = 1.$$

Таблица 6

Классификация звеньев механизма

№ п/п	Обозначение звеньев	Наименование	Элементы механизма, образующие звенья
1	0	Стойка	Корпус механизма
2	1	Зубчатое колесо	Зубчатое колесо z_1
3	2	Блок зубчатых колес	Зубчатые колеса z_2 и z_3
4	3	Блок зубчатых колес	Сателлиты z_4 и z'_4
5	4	Блок «водило–зубчатое колесо»	Водило h и зубчатое колесо z_6
6	5	Зубчатое колесо	Зубчатое колесо z_7

Таблица 7

Классификация кинематических пар

№ п/п	Обозначение кинематической пары на структурной схеме	Звенья, образующие кинематическую пару	Наименование	Класс
1	<i>A</i>	1–0	вращательная	5
2	<i>B</i>	1–2	зубчатая	4
3	<i>C</i>	2–0	вращательная	5
4	<i>D</i>	2–3	зубчатая	4
5	<i>E</i>	2–3	вращательная	5
6	<i>F</i>	3–4	зубчатая	4
7	<i>G</i>	4–0	вращательная	5
8	<i>J</i>	4–5	зубчатая	4
9	<i>K</i>	5–0	вращательная	5

2.2. Кинематический анализ зубчатого механизма**2.2.1. Передаточное отношение механизма**

Для определения передаточного отношения разобьем механизм на три части (рис. 10).

Левая часть содержит зубчатые колеса z_1 и z_2 , средняя часть является планетарной ступенью, правая часть содержит зубчатые колеса z_6 и z_7 .

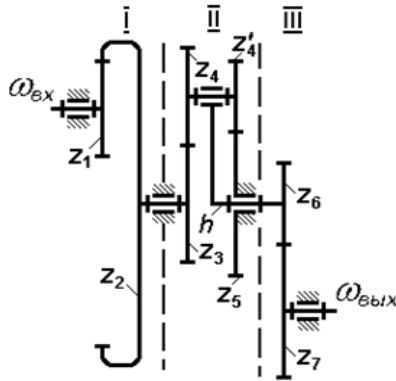


Рис. 10. Схема механизма

Выделенная часть I механизма представляет собой одноступенчатую рядовую зубчатую передачу внутреннего зацепления. Ее передаточное отношение равно

$$i_I = \frac{z_2}{z_1} = \frac{60}{20} = 3.$$

Поскольку часть III представляет собой одноступенчатую рядовую зубчатую передачу внешнего зацепления, ее передаточное отношение высчитаем как

$$i_{III} = -\frac{z_7}{z_6} = -\frac{45}{18} = -2,5.$$

Часть II представляет собой планетарную передачу Давида, двух-венцовый сателлит которой имеет с центральными колесами внешнее зацепление. Центральное зубчатое колесо z_5 закреплено на стойке и не вращается.

Используя метод обращенного движения (метод Виллиса), определим передаточное отношение части II механизма [1, 2].

Для любой рядовой ступени планетарной передачи, содержащей зубчатые колеса z_{n-1} и z_n , справедливо

$$\frac{\omega_{n-1} - \omega_h}{\omega_n - \omega_h} = k \frac{z_n}{z_{n-1}},$$

где $k = 1$ при внутреннем зацеплении колес z_{n-1} и z_n или $k = -1$ при внешнем зацеплении колес z_{n-1} и z_n .

Составим для планетарной передачи Давида систему уравнений при условиях, учитывающих, что зубчатое колесо z_5 закреплено на стойке и не вращается ($\omega_5 = 0$), а угловые скорости зубчатых колес сателлита одинаковы ($\omega_4 = \omega'_4$).

$$\begin{cases} \frac{\omega_3 - \omega_h}{\omega_4 - \omega_h} = -\frac{z_4}{z_3}; \\ \frac{\omega'_4 - \omega_h}{\omega_5 - \omega_h} = -\frac{z_5}{z'_4}; \\ \omega_5 = 0; \\ \omega_4 = \omega'_4. \end{cases}$$

Из полученных двух первых уравнений системы следует

$$\begin{cases} \frac{\omega_3 - 1}{\omega_h - 1} = -\frac{z_4}{z_3}; \\ \frac{\omega'_4 - 1}{\omega_h - 1} = \frac{\omega'_4 - 1}{-1} = -\frac{z_5}{z'_4}. \end{cases}$$

Отсюда имеем

$$\frac{\omega_4}{\omega_h} - 1 = \frac{z_5}{z'_4} \quad \text{и} \quad \frac{\omega_3}{\omega_h} - 1 = -\frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_5}{z'_4}.$$

В соответствии с принятой записью передаточного отношения планетарной передачи [1, 2] запишем

$$\frac{\omega_3}{\omega_h} = i_{3h}^5 = 1 - \frac{z_4 \cdot z_5}{z_3 \cdot z'_4}.$$

Таким образом, планетарная часть механизма (часть II) будет иметь следующее передаточное отношение:

$$i_{II} = i_{3h}^5 = 1 - \frac{z_4 \cdot z_5}{z_3 \cdot z'_4} = 1 - \frac{24 \cdot 41}{34 \cdot 17} = 1 - 1,70 = -0,70.$$

Общее передаточное отношение механизма

$$i = i_I \cdot i_{II} \cdot i_{III} = 3 \cdot (-0,70) \cdot (-2,5) = 5,25.$$

2.2.2. Угловая скорость вращения выходного вала механизма $\omega_{\text{ВЫХ}}$ и сателлита ($\omega_4 = \omega'_4$)

$$\omega_{\text{ВЫХ}} = \frac{\omega_{\text{ВХ}}}{i} = \frac{105}{5,25} = 20 \text{ с}^{-1}.$$

Используя метод Виллиса, ранее было получено

$$\frac{\omega_3 - \omega_h}{\omega_4 - \omega_h} = -\frac{z_4}{z_3}.$$

Из данного выражения следует

$$\omega_4 = -\frac{z_3}{z_4}(\omega_3 - \omega_h) + \omega_h.$$

Для вычисления угловой скорости сателлита (ω_4) определим угловые скорости ω_3 и ω_h , представляющие собой угловые скорости зубчатого колеса z_3 и водила h .

Зубчатые колеса z_2 и z_3 вращаются как единое целое и имеют одинаковую угловую скорость $\omega_2 = \omega_3$. По условию $\omega_{\text{ВХ}} = \omega_1$.

Тогда

$$\omega_3 = \omega_2 = \frac{\omega_1}{i_I} = \frac{\omega_{\text{ВХ}}}{i_I} = \frac{105}{3} = 35 \text{ с}^{-1}.$$

Из схемы механизма следует, что

$$\omega_h = \frac{\omega_{\text{ВХ}}}{i_I \cdot i_{II}} = \frac{105}{3 \cdot (-0,70)} = -50 \text{ с}^{-1}.$$

Окончательно получим

$$\begin{aligned}\omega_4 &= -\frac{z_3}{z_4}(\omega_3 - \omega_h) + \omega_h = -\frac{34}{24}(35 - (-50)) + (-50) = \\ &= -120,42 - 50 = -170,42 \text{ с}^{-1}.\end{aligned}$$

2.3. Определение передаточного отношения привода методом Смирнова (графоаналитический метод)

Для определения передаточного отношения в зубчатых механизмах графоаналитическим методом необходимо построить планы линейных и угловых скоростей (рис. 11) звеньев механизма.

Для геометрического согласования размеров колес используем масштабный коэффициент, вычисляемый по выражению

$$\mu_l = \frac{z_1}{AB} \frac{\text{шт.}}{\text{мм}},$$

где z_1 – число зубьев шестерни z_1 ; AB – размер отрезка, обозначающий радиус шестерни z_1 на чертеже.

Для изображения кинематической схемы исследуемого механизма необходимо определить чертежные размеры всех звеньев.

Покажем на примере колеса z_2 , как определить его чертежный размер или масштаб звена. Масштаб зубчатого колеса высчитывается по формуле

$$CB = \frac{z_2}{\mu_l} \text{ мм.}$$

Параллельно масштабным изображениям зубчатых колес механизма строим линию нулевых скоростей $O-O$, на которую проецируем кинематические пары механизма.

Проекции кинематических пар механизма на линию $O-O$ обозначаем одноименными буквами латинского алфавита.

Рассмотрим порядок построения графика распределения линейных скоростей, если известна скорость кинематической пары B ведущей шестерни z_1 (рис. 10).

Скорость точки B рассчитываем по формуле $V_B = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} \frac{\text{м}}{\text{с}}$, где ω_1 – угловая скорость быстроходного вала; d_1 – диаметр шестерни z_1 .

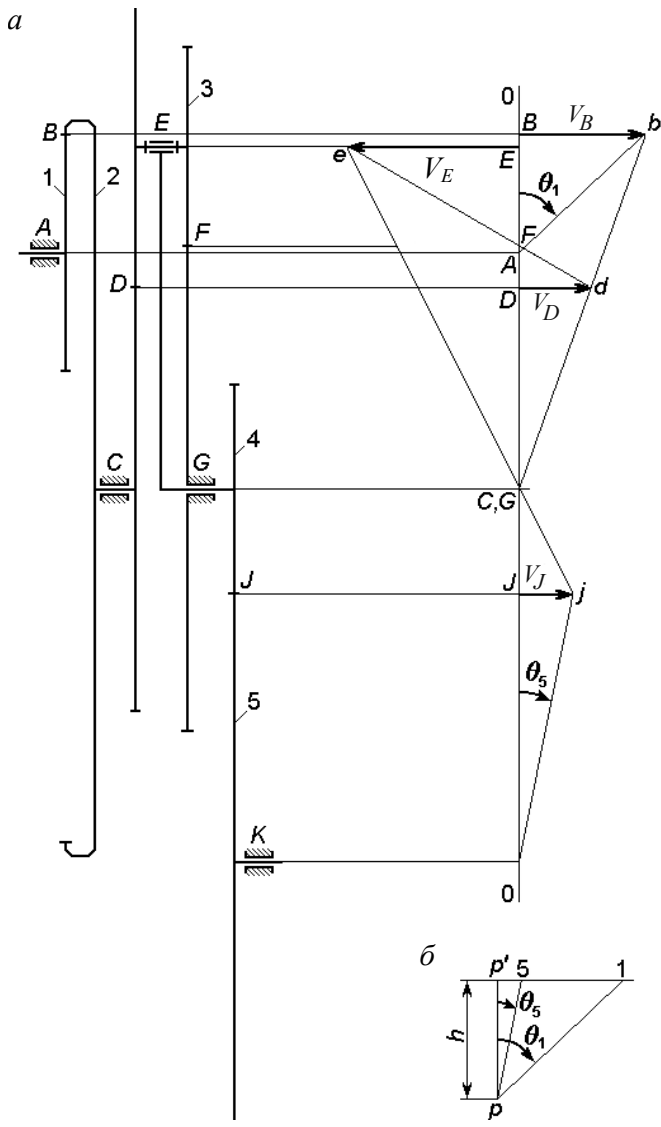


Рис. 11. Кинематическая схема механизма и план линейных скоростей кинематических пар (а); план угловых скоростей кинематических пар (б)

Из точки B , лежащей на прямой $O-O$, откладываем произвольной длины отрезок (Bb) , обозначающий скорость точки B шестерни во вращении ее вокруг центра A .

Определяем масштабный коэффициент линейной скорости

$$\mu_V = \frac{V_B \text{ м/с}}{Bb \text{ мм}}.$$

Зная скорости элементов двух кинематических пар звена z_1 , построим график изменения скорости между ними, для чего соединим прямой линией, образующей с осью $O-O$ угол φ_1 , точки A и b .

Так как кинематическая пара B образованна звеньями z_1 и z_2 , то скорость V колеса z_2 известна и равна $V_B = (Bb) \cdot \mu_V$. Поскольку скорость центра C вращения колеса z_2 $V_C = 0$, то, соединив точки C и b , получим линию распределения скоростей вдоль второго звена.

При определении скорости кинематической пары D зубчатого зацепления колес z_3 и z_4 примем во внимание то, что колеса z_2 и z_3 являются звеном 3 , а значит, они имеют равную угловую скорость. Полученные конструктивные и соответственно кинематические свойства позволили, построив линию сноски пары D до пересечения с (Cb) , определить

$$V_D = (Dd) \cdot \mu_V \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Таким образом, для определения V_D была использована теорема подобия, когда значение скорости элементов, составляющих звено, пропорционально расстояниям от конкретного элемента до центра вращения данного звена. Или иначе: удаленный от центра вращения элемент звена имеет максимальную величину линейной скорости относительно центра его вращения. В дальнейшем теорема подобия, позволяющая определять скорости элементов звена, находящихся на разном удалении от центра его вращения, будет использована многократно, в частности для определения скорости центра вращения E двух зубчатых колес z_4 и z'_4 , объединенных в сателлит, установленный в части II механизма.

Известно, что колесо z_5 зафиксировано, а значит, $\omega_5 = 0$ и, следовательно, $V_F = 0$. Таким образом, известно, чему равны скорости двух кинематических пар D и F , образованных сателлитом со звеньями z_5 и

z_3 соответственно. Соединив вершины векторов линейных скоростей указанных элементов сателлита, получим линию (dF) их распределения вдоль некоторой его части. Продлим полученную линию до пересечения с линией сноски центра вращения E в относительном движении сателлита. Полученный отрезок (Ee) является масштабом скорости центра вращения сателлита, измерив который линейкой, определим, что $V_E = (Ee) \cdot \mu_V$.

Далее построим линию распределения скоростей вдоль водила H . Отметим, что центр G вращения водила и жестко связанного с ним колеса z_6 не имеет линейной скорости. Соединим линией вершину e плана линейных скоростей с G и получим графическую интерпретацию закона изменения величины скорости точек, входящих как в водило, так и в колесо z_6 . Продлим линию сноски кинематической пары J до пересечения с построенным распределением линейной скорости вдоль звена z_6 . Полученная величина отсеченного отрезка (Jj) позволит вычислить значение скорости $V_J = (Jj) \cdot \mu_V$.

На заключительном этапе построения плана линейных скоростей выстраиваем линию распределения скорости по колесу z_7 , соединив вершину j скорости звена z_6 с центром вращения K колеса z_7 .

Обозначим углы наклона линий звеньев l и 5 распределения скоростей соответственно через θ_1 и θ_5 .

На этом построение плана распределения линейных скоростей звеньев механической передачи считаем законченным (рис. 10, 11).

Из плана линейных скоростей найдем, например, что

$$\operatorname{tg} \theta_1 = \frac{Bb}{AB} = \frac{V_B \cdot \mu_l}{\mu_V \cdot r_1} = \frac{\omega_1 \cdot r_1 \cdot \mu_l}{\mu_V \cdot r_1} = \frac{\omega_1 \cdot \mu_l}{\mu_V},$$

откуда

$$\omega_1 = \frac{\mu_V}{\mu_l} \operatorname{tg} \theta_1.$$

Из формулы видно, что угловая скорость звена пропорциональна тангенсу угла между вертикальной линией $O-O$ нулевых скоростей и линией распределения линейных скоростей по данному звену.

Следовательно,

$$\omega_1 = \operatorname{tg} \theta_1, \quad \omega_5 = \operatorname{tg} \theta_5.$$

Тогда передаточное отношение зубчатого механизма определится как

$$i_{15} = \frac{\operatorname{tg} \theta_1}{\operatorname{tg} \theta_5}.$$

Итак, передаточное отношение между звеньями в зубчатом механизме определяется отношением тангенсов углов наклона соответствующих линий распределения линейных скоростей.

Для определения передаточных отношений строим план угловых скоростей.

Проводим горизонтальную линию $A-A$, перпендикулярную линии отсчета $O-O$. Точку пересечения этой линии с $O-O$ обозначим o .

Откладываем вниз от точки p' произвольной длины отрезок pp' .

Из точки O (полюс плана угловых скоростей) проводим до пересечения с горизонтальной линией $A-A$ линии, параллельные линиям распределения линейных скоростей входного звена 1 механизма и выходного 5 .

Получившийся рисунок – план распределения угловых скоростей в зубчатой передаче.

Масштабный коэффициент плана угловых скоростей

$$\mu_{\omega} = \frac{\mu_V}{\mu_l \cdot oO} \frac{1}{\text{с} \cdot \text{мм}}.$$

Из плана угловых скоростей передаточное отношение от шестерни z_1 звену z_6 определится как

$$i_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{\operatorname{tg} \theta_1}{\operatorname{tg} \theta_5} = \frac{1p' / pp'}{5p' / pp'} = \frac{1p'}{5p'}.$$

Чтобы определить передаточное отношение в механической передаче, необходимо найти соответствующее отношение между отрезками на плане угловых скоростей, причем передаточное отношение будет положительным (+), если отрезки лежат по одну сторону от точки p' , и отрицательным (–), если отрезки лежат по разные стороны от точки p' .

Общее правило построения картины распределения угловых скоростей для двух сопряженных звеньев можно сформулировать следующим образом: если из центра вращения одного из сопряженных звеньев

ев не параллельно межосевой линии отложить отрезок, изображающий в выбранном масштабе его угловую скорость, и параллельно перенести этот отрезок в центр вращения второго звена, то прямая, проходящая через конец перенесенного отрезка и полюс зацепления звеньев, отсечет на линии, вдоль которой отложена известная угловая скорость, отрезок, равный в соответствующем масштабе угловой скорости второго звена.

Погрешность между значениями передаточного отношения привода, найденными аналитически в п. 2.2 задания, $i_{\text{общ}} \approx 5,25$ и графически

$$i_{15} = \frac{1p'}{5p'} \approx -\frac{30 \text{ мм}}{3 \text{ мм}} = 5,3$$

составляет $\Delta = \left| \frac{i_{\text{общ}} - i_{15}}{i_{\text{общ}}} \right| \cdot 100 \% = \left| \frac{5,25 - 5,3}{5,25} \right| \cdot 100 \% = 0,81 \%$.

Результат следует признать удовлетворительным, так как найденная величина погрешности Δ меньше допустимой $[\Delta]$:

$$\Delta < [\Delta] = (5 \div 25) \% .$$

Определим скорость сателлита z_4, z_4' : $V_E = (Ee) \cdot \mu_V$, а затем его угловую скорость: $\omega_4 = V_E / l_{EF}$, где $l_{EF} = \frac{z_4'}{2\mu_l} \cdot 10^{-3}$ (м).

Задание 3

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРОВОДА

Провести кинематический и силовой расчет механического привода по данным, приведенным в табл. 8 и 9.



Таблица 8



Исходные данные

Параметры	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{нм}}, \text{ Н} \cdot \text{ м}$	500	400	350	550	350	300	450	600	300	400
$\omega_{\text{нм}}, \text{ с}^{-1}$	7,0	—	6,0	—	8,0	—	9,5	—	8,5	—
$n_{\text{нм}}, \text{ мин}^{-1}$	—	100	—	90	—	140	—	70	—	120

Порядок выбора исходных данных для заданий: вариант выбирается по предпоследней цифре шифра зачетной книжки, расчетные схемы – по последней цифре шифра.

На схемах в табл. 10 обозначены: 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – муфта; 4 – ременная передача; 5 – цепная передача; 6 – открытая зубчатая передача;

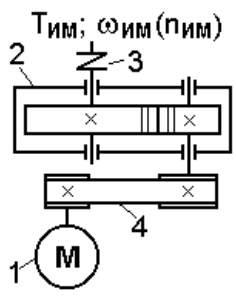
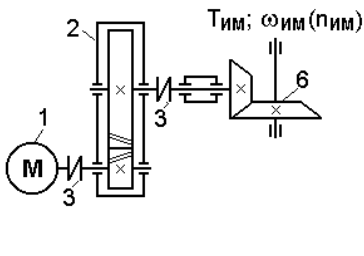
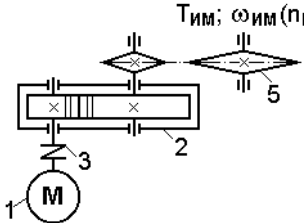
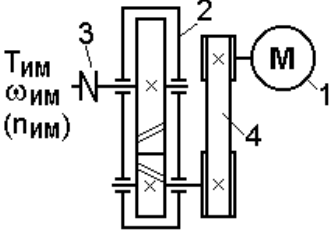
 – прямозубое цилиндрическое колесо,  –

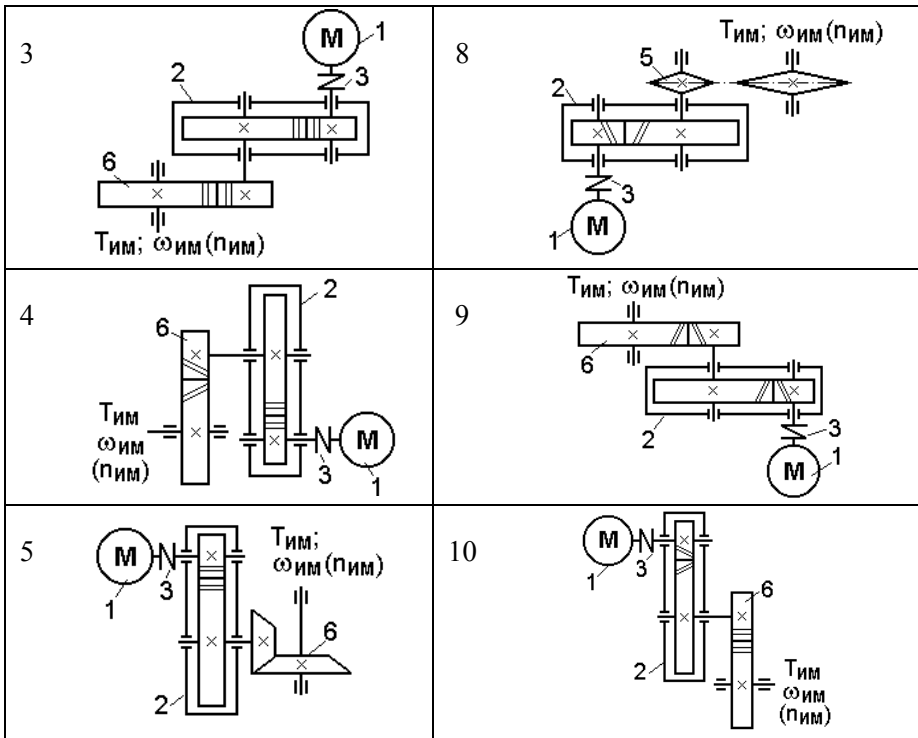
косозубое цилиндрическое колесо;  – шевронное цилиндрическое колесо;  – коническое зубчатое колесо; $T_{им}$ – крутящий момент на валу исполнительного механизма, $\omega_{им}$ – угловая скорость вращения исполнительного механизма, $n_{им}$ – частота вращения исполнительного механизма.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ

Таблица 9

Расчетные схемы приводов машин и механизмов

<p>1</p>  <p>$T_{им}; \omega_{им}(n_{им})$</p>	<p>6</p>  <p>$T_{им}; \omega_{им}(n_{им})$</p>
<p>2</p>  <p>$T_{им}; \omega_{им}(n_{им})$</p>	<p>7</p>  <p>$T_{им}; \omega_{им}(n_{им})$</p>



ОБРАЗЕЦ ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ 3

Провести кинематический и силовой расчет механического привода смесителя.

Таблица 10

Исходные данные

Наименование параметра	Ед. изм.	Вариант 2
Крутящий момент на валу исполнительного механизма $T_{им}$	Н·м	240
Угловая скорость вращения исполнительного механизма $\omega_{им}$	с ⁻¹	15

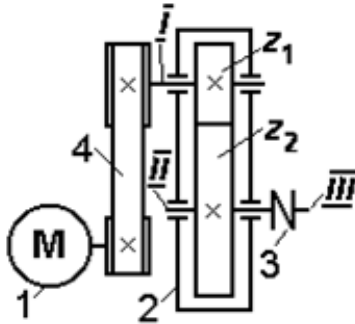


Рис. 12. Схема привода:

1 – электродвигатель; 2 – редуктор;
3 – муфта; 4 – ременная передача;
 z_1, z_2 – зубчатые колеса; I–III – валы

3.1. Определение мощности электродвигателя

Мощность, необходимая по условию для работы исполнительного механизма (смесителя),

$$P_{\text{им}} = T_{\text{им}} \cdot \omega_{\text{им}} = 240 \cdot 15 = 3600 \text{ Вт} = 3,6 \text{ кВт.}$$

Необходимая расчетная мощность электродвигателя

$$P'_{\text{дв}} = P_{\text{им}} / \eta,$$

где η – общий коэффициент полезного действия (КПД) привода.

Примечание. Если в исходных данных (табл. 1) задана частота вращения исполнительного механизма $n_{\text{им}}$ об/мин (мин^{-1}), то угловая скорость его вращения $\omega_{\text{им}}$ рад/с (с^{-1}) определяется по выражению $\omega_{\text{им}} = \pi \cdot n_{\text{им}} / 30$.

Определим общий КПД привода:

$$\eta = \eta_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{м}},$$

где $\eta_{\text{рп}} = 0,96$ – КПД ременной передачи, $\eta_{\text{р}} = 0,97$ – КПД редуктора (входящей в редуктор закрытой цилиндрической зубчатой передачи с опорами), $\eta_{\text{м}} = 0,98$ – КПД муфты (см. приложение 1) [1, 2].

Тогда

$$\eta = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 0,91.$$

$$P'_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{им}}}{\eta} = \frac{3,6}{0,91} = 3,96 \text{ кВт.}$$

3.2. Определение расчетной частоты вращения вала электродвигателя

$$n'_{\text{дв}} = n_{\text{им}} i_{\text{общ}},$$

где $n_{\text{им}} = \frac{30\omega_{\text{им}}}{\pi} = \frac{30 \cdot 15}{3,14} = 143,31$ об/мин (мин^{-1}) – частота вращения исполнительного механизма (смесителя); $i_{\text{общ}}$ – общее передаточное отношение привода.

$$i_{\text{общ}} = i_{\text{рп}} \cdot i_{\text{р}},$$

где $i_{\text{рп}}$ – передаточное отношение ременной передачи; $i_{\text{р}}$ – передаточное отношение редуктора.

В соответствии с рекомендациями приложения 2 примем $i_{\text{рп}} = 3$ и $i_{\text{р}} = 4$, тогда

$$i_{\text{общ}} = i_{\text{рп}} \cdot i_{\text{р}} = 3 \cdot 4 = 12.$$

Таким образом, расчетное значение частоты вращений электродвигателя

$$n'_{\text{дв}} = 143,31 \cdot 12 = 1719,72 \text{ мин}^{-1}.$$

3.3. Выбор стандартного электродвигателя

По справочным данным (см. приложение 4) [1] выбираем стандартный асинхронный электродвигатель 100L4 серии АИР мощностью $P_{\text{дв}} = 4$ кВт, имеющий наиболее близкую к требуемой в соответствии с заданием номинальную (рабочую) частоту вращения $n_{\text{дв}} = 1410$ об/мин.

3.4. Уточненный расчет передаточных отношений элементов привода смесителя

Ввиду того что электродвигатель имеет асинхронную (рабочую) частоту вращения $n_{\text{дв}} = 1410$ об/мин, отличную от расчетной $n'_{\text{дв}} = 1719,72$ мин⁻¹, уменьшим передаточное отношение ременной передачи в k раз, где

$$k = \frac{n'_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}} = \frac{1719,72}{1410} = 1,22.$$

Отсюда

$$i_{\text{рп}} = \frac{3}{1,22} = 2,46 \text{ и } i_{\text{общ}} = i_{\text{рп}} \cdot i_{\text{р}} = 2,46 \cdot 4 = 9,84.$$

Определим фактическую частоту вращения исполнительного механизма по уточненным данным:

$$n_{\text{им}} = \frac{n_{\text{дв}}}{i_{\text{общ}}} = \frac{1410}{9,84} = 143,29 \text{ мин}^{-1}.$$

Определим погрешность Δ между требуемой величиной частоты вращения и действительной по формуле

$$\Delta = \left| \frac{n_{\text{им треб}} - n_{\text{им факт}}}{n_{\text{им факт}}} \right| \cdot 100 \% = \left| \frac{143,31 - 143,29}{143,29} \right| \cdot 100 \% = 0,01 \%$$

Найденная погрешность Δ меньше допустимой 4 %, а значит, принятые передаточные отношения редуктора и ременной передачи удовлетворяют условию точности.

3.5. Распределение потока мощности по валам привода

$$P'_{\text{дв}} = 3960 \text{ Вт};$$

$$P_{\text{I}} = P'_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{рп}} = 3,96 \cdot 0,96 = 3,8 \text{ кВт} = 3801 \text{ Вт};$$

$$P_{\text{II}} = P_{\text{I}} \cdot \eta_{\text{р}} = 3801 \cdot 0,97 = 3688 \text{ Вт};$$

$$P_{\text{III}} = P_{\text{II}} \cdot \eta_{\text{М}} = 3,68 \cdot 0,98 = 3,6 \text{ кВт} = 3614 \text{ Вт}.$$

3.6. Частоты вращения и угловые скорости вала электродвигателя и привода

Электродвигатель и валы привода имеют следующие частоты вращения:

$$n_{\text{дв}} = 1410 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{I}} = n_{\text{дв}} / i_{\text{рп}} = 1410/2,46 = 573,17 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{II}} = n_{\text{I}} / i_{\text{р}} = 573,17/4 = 143,29 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{III}} = n_{\text{II}} = 143,29 \text{ мин}^{-1}.$$

Угловые скорости электродвигателя и валов привода:

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1410}{30} = 147,58 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{I}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{I}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 573,17}{30} = 59,99 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{II}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{II}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 143,29}{30} = 14,99 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{III}} = \omega_{\text{им}} = \omega_{\text{II}} = 14,99 \text{ с}^{-1}.$$

Отклонение фактического значения $\omega_{\text{им}} = 14,99 \text{ с}^{-1}$ от заданного не превышает 4 %.

3.7. Крутящие моменты на электродвигателе и валах привода

$$T_{\text{дв}} = P'_{\text{дв}} / \omega_{\text{дв}} = 3960/147,58 = 26,83 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{\text{I}} = P_{\text{I}} / \omega_{\text{I}} = 3801/59,99 = 63,36 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{\text{II}} = P_{\text{II}} / \omega_{\text{II}} = 3688/14,99 = 246,03 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{\text{им}} = P_{\text{III}} / \omega_{\text{III}} = 3614/14,99 = 241,09 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результаты расчетов сведем в таблицу.

Кинематические и силовые параметры механического привода

Наименование	Ед. изм.	Элементы привода			
		Электро-двигатель	Вал I	Вал II	Вал III (ИМ)
Передаточное отношение i	–	$i_{рп} = 2,46; i_p = 4; i_m = 1$			
Частота вращения n	мин ⁻¹	1410	573,17	143,29	143,29
Угловая скорость ω	с ⁻¹	147,58	59,99	14,99	14,99
Мощность P	Вт	3960	3801	3688	3614
Крутящий момент T	Н·м	26,83	63,36	246,03	241,09

Отклонение фактического значения крутящего момента на исполнительном механизме $T_{им} = 241,09$ Н·м от заданного $T_{им} = 240$ Н·м не превышает 4 %.

Задание 4.1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ КОЛЕС ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Определить геометрические размеры колес закрытой зубчатой передачи по данным, приведенным в табл. 12 и 13. Построить эскиз закрытой зубчатой передачи.

Порядок выбора исходных данных для задания: вариант выбирается по предпоследней цифре шифра зачетной книжки, расчетные схемы – по последней цифре шифра.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ

Таблица 12

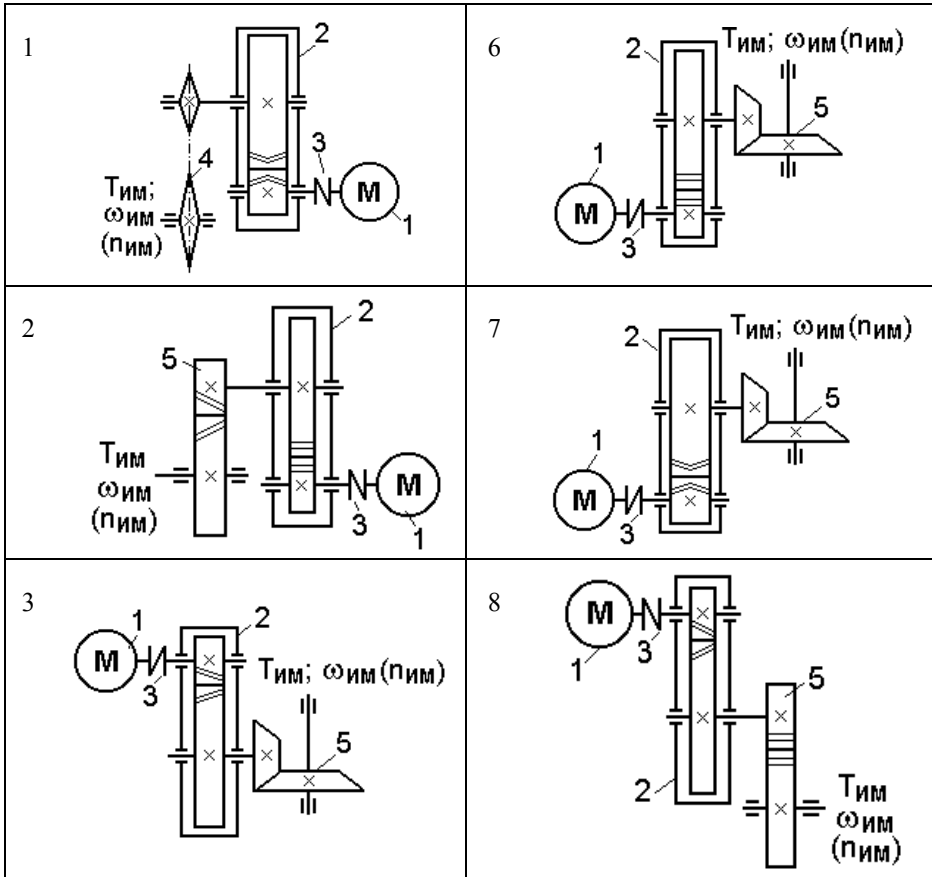
Исходные данные

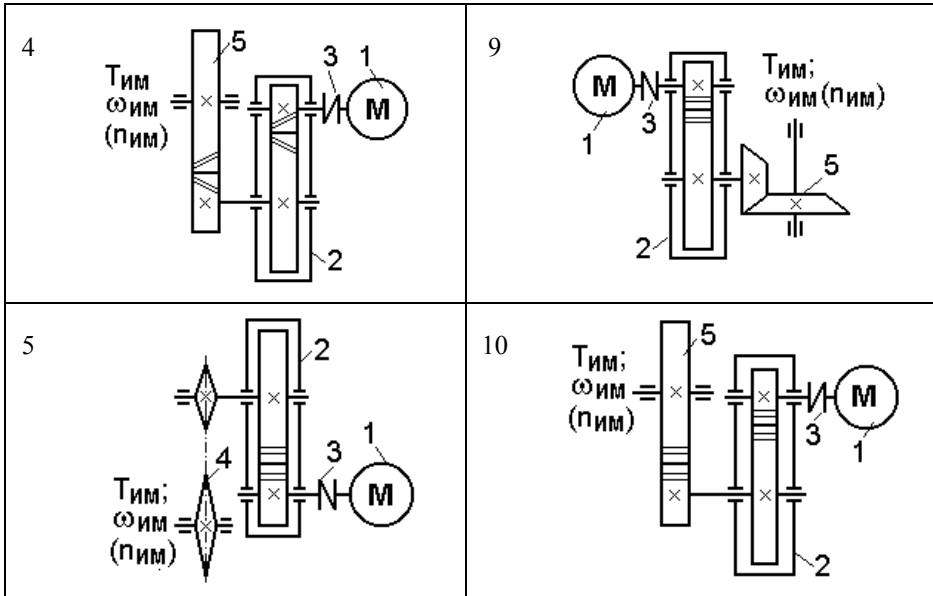
Параметры	Ед. изм.	Варианты									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Крутящий момент на быстром валу редуктора T_1	Н·м	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40
Передаточное отношение зубчатой передачи редуктора i_p	–	2,5	2,8	3,15	3,55	4	2,5	2,8	3,15	3,55	4
Режим эксплуатации привода	–	Длительный									
Синхронная частота вращения электродвигателя n	мин ⁻¹	1000									

На схемах табл. 13 использованы следующие обозначения: 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – муфта; 4 – цепная передача; 5 – открытая зубчатая передача; $T_{им}$ – крутящий момент на валу исполнительного механизма; $\omega_{им}$ – угловая скорость вращения исполнительного механизма; $n_{им}$ – частота вращения исполнительного механизма.

Таблица 13

Расчетные схемы приводов машин





ОБРАЗЕЦ ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ 4.1

Определить геометрические размеры колес закрытой зубчатой передачи (редуктора).

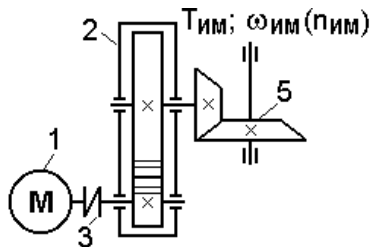


Рис. 13. Схема привода:

- 1 – электродвигатель; 2 – редуктор;
- 3 – муфта; 5 – открытая зубчатая передача

Исходные данные

Наименование параметра	Ед. изм.	Вариант 0
Крутящий момент на быстроходном валу редуктора T_1	Н·м	60
Передаточное отношение зубчатой передачи редуктора i_p	–	2,24
Режим эксплуатации привода	–	Длительный
Синхронная частота вращения электродвигателя n	мин ⁻¹	1000

4.1. Выбор материала и допускаемых напряжений зубчатых колес редуктора

Желая получить небольшие габариты и невысокую стоимость редуктора, применим для изготовления зубчатых колес редуктора качественную, но сравнительно дешевую сталь 40Х. Заготовка – поковка.

Для заготовок зубчатых колес примем термообработку «улучшение» до твердости HB260–280. Для улучшенной стали 40Х с твердостью HB260–280 предел прочности $\sigma_B = 950$ МПа, предел текучести $\sigma_T = 700$ МПа [1].

Зададимся твердостью прямозубой шестерни редуктора $H_1 = \text{HB}280$, а для зубчатого колеса твердость возьмем на 15–20 единиц меньше [1] – $H_2 = \text{HB}260$.

Примечание. Принято для пары сопряженных зубчатых колес параметрам шестерни присваивать индекс 1, колеса – 2.

4.2. Расчет допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ зубьев шестерни и колеса редуктора

Допускаемые контактные напряжения:
для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{(\sigma_{H \text{ lim}})_1}{S_H} K_{HL1};$$

для колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{(\sigma_{H\lim})_2}{S_H} K_{HL2}.$$

Здесь $(\sigma_{H\lim})_1$ и $(\sigma_{H\lim})_2$ – пределы контактной выносливости зубьев шестерни и колеса, изготовленных из стали 40Х и прошедших объемную закалку типа «улучшение»; $S_H = 1,1$ – коэффициент безопасности; K_{HL1} и K_{HL2} – коэффициенты долговечности шестерни и колеса. По условию привод работает в режиме длительной эксплуатации, поэтому примем $K_{HL} = 1$ [1].

Пределы контактной выносливости:

для шестерни

$$(\sigma_{H\lim})_1 = 2 \cdot HB_1 + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа};$$

для колеса

$$(\sigma_{H\lim})_2 = 2 \cdot HB_2 + 70 = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа},$$

где HB_1 и HB_2 – твердость заготовок, используемых для изготовления шестерни и зубчатого колеса соответственно.

Для зубчатых колес редуктора получим:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{(\sigma_{H\lim})_1}{S_H} K_{HL1} = \frac{630}{1,1} \cdot 1 = 572,73 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{(\sigma_{H\lim})_2}{S_H} K_{HL2} = \frac{590}{1,1} \cdot 1 = 536,36 \text{ МПа}.$$

Для прямозубых передач за расчетное $[\sigma_H]$ принимают меньшее из напряжений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ [1]. Таким образом, для зубчатых колес расчетное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H] = 536,36 \text{ МПа}$.

4.3. Расчет допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_F]$

Допускаемые напряжения изгиба шестерни и зубчатого колеса рассчитаем по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} \cdot K_{FL}.$$

Для стали 40X с термообработкой «улучшение» при твердости менее HB350 $\sigma_F \lim = 1,8 \cdot HB$ [1].

Отсюда имеем:
для шестерни

$$(\sigma_F \lim)_1 = 1,8 \cdot HB_1 = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа};$$

для колеса

$$(\sigma_F \lim)_2 = 1,8 \cdot HB_2 = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса прочности $S_F = 1,75$; коэффициент долговечности при длительном режиме эксплуатации принимают $K_{FL} = 1$.

Рассчитаем допускаемые напряжения изгиба:
для шестерни

$$[\sigma_F]_1 = \frac{(\sigma_F \lim)_1}{S_F} \cdot K_{FL1} = \frac{504}{1,75} \cdot 1 = 288 \text{ МПа};$$

для колеса

$$[\sigma_F]_2 = \frac{(\sigma_F \lim)_2}{S_F} \cdot K_{FL2} = \frac{468}{1,75} \cdot 1 = 267 \text{ МПа}.$$

4.4. Определение размеров зубчатых колес

4.4.1. Межосевое расстояние a_w зубчатой передачи редуктора

$$a_w = 0,85(u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} T_{\text{II}} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}.$$

В этом выражении использованы следующие параметры: $u = z_2/z_1$ – передаточное число (u – передаточное число, равное передаточному отношению зубчатой передачи редуктора, т. е. $u = i_p = 2,24$); $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости, $E_{\text{пр}} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; T_{II} – крутящий момент на зубчатом колесе 2,

$$T_{\text{II}} = T_1 \cdot \eta \cdot i_p = 60 \cdot 10^3 \cdot 0,97 \cdot 2,24 = 130,34 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Здесь $\eta = 0,97$ – КПД зубчатой закрытой цилиндрической передачи с опорами (приложение 1), $T_1 = 60 \cdot 10^3$ Н·мм – крутящий момент на

быстроходном валу редуктора; $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по ширине зуба; $[\sigma_H] = 536,36$ МПа – допустимое контактное напряжение зубьев колес; $\psi_{ba} = 0,4$ – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния.

Примечание. Для описания геометрических размеров зубчатых колес широко применяются три относительных параметра.

1. $\psi_{ba} = b_w/a$ – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния. При симметричном расположении зубчатых колес относительно опор $\psi_{ba} = 0,4$ [1].

Для шевронных колес ψ_{ba} увеличивают в 1,3...1,4 раза.

2. $\psi_{bd} = b_w/d_1$ – коэффициент ширины шестерни относительно диаметра.

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1).$$

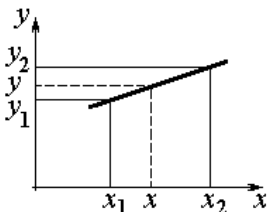
3. $\psi_m = b_w/m$ – коэффициент ширины колеса относительно модуля зацепления. Для передач редукторного типа с достаточно жесткими валами при твердости зубчатых колес менее HB350 принимают $\psi_m = 25$ [1].

Для выбора $K_{H\beta}$ по приложению 5 требуется знать значение ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1) = 0,5 \cdot 0,4(2,24 + 1) = 0,648.$$

По данным приложения 5 для $\psi_{bd} = 0,648$ методом линейной интерполяции определим, что $K_{H\beta} \approx 1,015$.

Пример вычисления $K_{H\beta}$ для $\psi_{bd} = 0,648$ методом линейной интерполяции



Используем уравнение прямой, проходящей через две точки.

$$y = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x - \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x_1 + y_1.$$

Для лучшего понимания процесса вычисления в приложении 5 физическим величинам придано традиционно используемое в математике обозначение независимых (x) и зависимых (y) переменных.

Приложение 5 (фрагмент)

ψ_{bd}	x	$K_{H\beta}$ – шестерня симметрично расположена между опорами	y
0,6	x_1	1,01	y_1
0,8	x_2	1,03	y_2

Имеем

$x_1 = 0,6$	$y_1 = 1,01$
$x = 0,648$	$y = ?$
$x_2 = 0,8$	$y_2 = 1,03$

Тогда

$$y = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x - \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x_1 + y_1 =$$
$$= \frac{1,03 - 1,01}{0,8 - 0,6} \cdot 0,648 - \frac{1,03 - 1,01}{0,8 - 0,6} \cdot 0,6 + 1,01 \approx 1,015.$$

Окончательно получим

$$K_{H\beta} \Big|_{\psi_{bd}=0,648} = 1,015.$$

В результате получим

$$a_w = 0,85(2,24 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 130,34 \cdot 10^3 \cdot 1,015}{536,36^2 \cdot 2,24^2 \cdot 0,4}} = 103,54 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $a_w = 100$ мм (приложение 6) [1].
Ширина зуба колеса

$$b_w = b_2 = \psi_{ba} \cdot a = 0,4 \cdot 100 = 40 \text{ мм.}$$

Модуль зацепления

$$m = \frac{b_w}{\psi_m} = \frac{40}{25} = 1,6 \text{ мм.}$$

Примем стандартное значение $m = 2$ (приложение 7).

Примечание. Если расчетный модуль не соответствует стандартному, то следует принять ближайший больший по значению стандартный модуль. Для силовых передач модуль $m \geq 1,5$.

4.4.2. Определение размеров зубчатых колес z_1 и z_2 редуктора

Известно, что

$$a_w = 0,5m \cdot (z_1 + z_2) = 0,5m \cdot z_1(1 + u).$$

Отсюда получим число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{2a_w}{m(1+u)} = \frac{2 \cdot 100}{2(1+2,24)} = 30,86.$$

Примем $z_1 = 31$, так как оно должно быть целым числом. Тогда $z_2 = z_1 \cdot u = 31 \cdot 2,24 = 69,24$. Примем $z_2 = 69$.

Используя известные соотношения [1], определим диаметры шестерни (1) и зубчатого колеса (2) (рис. 14)

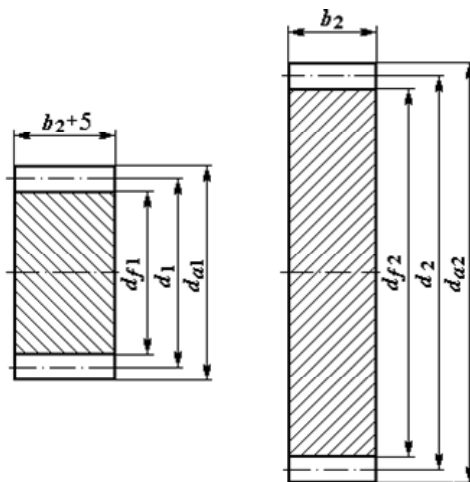


Рис. 14. Эскизы шестерни (1) и зубчатого колеса (2)

Делительный диаметр шестерни z_1

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2 \cdot 31 = 62 \text{ мм.}$$

Делительный диаметр зубчатого колеса z_2

$$d_2 = m \cdot z_2 = 2 \cdot 69 = 138 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей вершин зубьев колес z_1 (шестерни) и z_2 :

$$d_a = d + 2 \cdot m;$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 62 + 2 \cdot 2 = 66 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 138 + 2 \cdot 2 = 142 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей впадин зубьев колес z_1 и z_2 :

$$d_f = d - 2,5 \cdot m;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 62 - 2,5 \cdot 2 = 57 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 138 - 2,5 \cdot 2 = 133 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние зубчатых колес

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(62 + 138) = 100 \text{ мм.}$$

Ранее была определена ширина зубчатого колеса $b_2 = 40$ мм.

Для цилиндрических зубчатых колес ширина шестерни b_1 должна превышать ширину колеса b_2 на 5 мм, т. е.

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм.}$$

Получим

$$b_1 = b_2 + 5 = 40 + 5 = 45 \text{ мм.}$$

Таблица 15

Результаты расчетов

Зубчатое колесо	Число зубьев z	m , мм	d , мм	d_a , мм	d_f , мм	a_w , мм	b_w , мм
1	31	2	62	66	57	100	45
2	69		138	142	133		40

4.5. Проверка прочности зубчатых колес редуктора

4.5.1. Проверочный расчет зубьев по контактным напряжениям

Условие прочности для шестерни (1) и зубчатого колеса (2)

$$\sigma_{H(1,2)} = 1,18 \sqrt{\frac{E_{\text{пр}} T_{I(II)} K_{H\beta} K_{Hv}}{d_{1(2)}^2 b_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H],$$

где $\alpha_w = 20^\circ$ – угол зацепления; K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки (приложение 8).

Для определения значения K_{Hv} необходимо вычислить окружные скорости шестерни 1 и колеса 2 ($V = V_1 = V_2$):

$$V = 0,5\omega_1 \cdot d_1.$$

Здесь ω_1 – угловая скорость вала I, равная угловой скорости электродвигателя $\omega_{дв}$. Считаем, что вал электродвигателя имеет синхронную частоту вращения.

$$\omega_1 = \omega_I = \omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,66 \text{ с}^{-1}.$$

$$V = 0,5 \cdot 104,66 \cdot 62 \cdot 10^{-3} = 3,24 \text{ м/с}.$$

Для 8-й степени точности изготовления зубчатых колес и окружной скорости шестерни $V = 3,34 \text{ м/с}$ по приложению 8 получим $K_{Hv} = 1,274$. Здесь, как и ранее, при нахождении коэффициента неравномерности нагрузки по ширине зуба $K_{H\beta}$ используем линейную интерполяцию. Из приложения 5 можно записать:

$x_1 = 3$	$y_1 = 1,24$
$x = 3,24$	$y = ?$
$x_2 = 4$	$y_2 = 1,38$

$$y = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x - \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x_1 + y_1 =$$

$$= \frac{1,38 - 1,24}{4 - 3} \cdot 3,24 - \frac{1,38 - 1,24}{4 - 3} \cdot 3 + 1,24 \approx 1,274.$$

Таким образом, $K_{Hv}|_{v=3,24} = 1,274$.

Вычислим контактные напряжения на зубьях шестерни:

$$\sigma_{H1} = 1,18 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot 1,015 \cdot 1,274 \left(\frac{2,24 + 1}{2,24} \right)}{62^2 \cdot 40 \cdot \sin 40^\circ}} = 576,20 \text{ МПа}.$$

Условие прочности не выполняется, так как σ_{H1} больше $[\sigma_H] = 536,36 \text{ МПа}$.

По рекомендации [1] увеличим ширину колеса b_w в $(\sigma_{H1}/[\sigma_H])^2$ раз, т. е. в $(576,20/536,36)^2 = 1,154$ раз.

Тогда новое значение $b_w = 1,154 \cdot 40 = 46,16$ мм. Примем $b_w = 47$ мм.

Вычислим контактные напряжения на зубьях шестерни с увеличенной шириной зубчатого колеса $b_w = 47$ мм.

$$\sigma_{H1} = 1,18 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot 1,015 \cdot 1,274 \left(\frac{2,24 + 1}{2,24} \right)}{62^2 \cdot 47 \cdot \sin 40^\circ}} = 531,56 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется, так как σ_{H1} меньше $[\sigma_H] = 536,36$ МПа.

Вычислим контактные напряжения на зубьях колеса:

$$\sigma_{H2} = 1,18 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 130,34 \cdot 10^3 \cdot 1,015 \cdot 1,274 \left(\frac{2,24 + 1}{2,24} \right)}{138^2 \cdot 47 \cdot \sin 40^\circ}} = 146,38 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{H2} \leq [\sigma_H] = 536,36 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

4.5.2. Проверочный расчет зубьев по напряжениям изгиба

Условие прочности для шестерни (1) и зубчатого колеса (2) [1]

$$\sigma_{F(1,2)} = \frac{Y_{FS(1,2)} F_t(1,2) K_{F\beta} K_{Fv}}{b_w m} \leq [\sigma_F],$$

где Y_{FS} – коэффициент формы зуба (приложение 9) [2]; $F_t = F_{t(1)} = F_{t(2)} = \frac{2T_1}{d_1}$ – окружная сила, действующая на зубчатые колеса; $K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по ширине зуба при расчетах на изгиб (приложение 5); K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки при расчетах на изгиб (приложение 8).

Определим для шестерни (1) и зубчатого колеса (2) значения коэффициента Y_{FS} .

По приложению 9 имеем: $(Y_{FS})_1 = 3,80$ ($z_1 = 31$); $(Y_{FS})_2 = 3,61$ ($z_2 = 69$).

Примечание. Проверочный расчет зубьев по напряжениям изгиба производят по одному элементу пары зацепления: шестерне (1) или зубчатому колесу (2), для которого отношение $\frac{[\sigma_F]_i}{(Y_{FS})_i}$ является наименьшим.

Вычислим соотношение $\frac{[\sigma_F]_i}{(Y_{FS})_i}$ для шестерни (1) и зубчатого колеса (2).

Из полученных результатов запишем:
для шестерни

$$\frac{[\sigma_F]_1}{(Y_{FS})_1} = \frac{288}{3,80} = 75,79 \text{ МПа};$$

для колеса

$$\frac{[\sigma_F]_1}{(Y_{FS})_1} = \frac{267}{3,61} = 73,96 \text{ МПа}.$$

Расчет выполняем для шестерни, у которой соотношение $\frac{[\sigma_F]_i}{(Y_{FS})_i}$ меньше.

Определим для шестерни значения коэффициентов $K_{F\beta}$ и K_{Fv}

При нахождении коэффициента неравномерности нагрузки по ширине зуба $K_{F\beta}$ используем линейную интерполяцию.

Из приложения 5 можно записать:

$x_1 = 0,6$	$y_1 = 1,02$
$x = 0,648$	$y = ?$
$x_2 = 0,8$	$y_2 = 1,05$

Тогда

$$y = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x - \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x_1 + y_1 =$$

$$= \frac{1,05 - 1,02}{0,8 - 0,6} \cdot 0,648 - \frac{1,05 - 1,02}{0,8 - 0,6} \cdot 0,6 + 1,02 \approx 1,027.$$

Окончательно получим: $K_{F\beta} \Big|_{\psi_{bd}=0,648} = 1,027.$

Аналогично по приложению 8 определим коэффициент динамической нагрузки K_{Fv} для окружной скорости шестерни $V = 3,34$ м/с.

$x_1 = 3$	$y_1 = 1,48$
$x = 3,24$	$y = ?$
$x_2 = 4$	$y_2 = 1,77$

$$y = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x - \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x_1 + y_1 =$$

$$= \frac{1,77 - 1,48}{4 - 3} \cdot 3,24 - \frac{1,77 - 1,48}{4 - 3} \cdot 3 + 1,48 \approx 1,55.$$

Таким образом, $K_{Fv}|_{v=3,24} = 1,55$.

Учитывая данные, полученные в текущем и предыдущих разделах, проверим условие прочности на изгиб для зубьев шестерни

$$\sigma_{F1} = \frac{3,80 \cdot 2 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot 1,027 \cdot 1,55}{62 \cdot 47 \cdot 2} = 62,27 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется, так как $\sigma_{F1} < [\sigma_F]_1 = 288$ МПа.

Из сравнения σ_{H1} и σ_{F1} видно, что для закрытой передачи основным критерием работоспособности является контактная, а не изгибная прочность.

4.6. Проверка прочности зубьев шестерни при перегрузках

Перегрузки, возникающие при пуске электродвигателя, могут привести к потере статической прочности зубьев шестерни редуктора.

Максимальные контактные $\sigma_{H\max}$ и изгибные $\sigma_{F\max}$ напряжения при действии пикового момента должны удовлетворять условиям:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_{\Pi}} \leq [\sigma_H]_{\max};$$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F K_{\Pi} \leq [\sigma_F]_{\max}.$$

Здесь σ_H , σ_F – расчетные контактные и изгибные напряжения; $[\sigma_H]_{\max}$ и $[\sigma_F]_{\max}$ – предельные допускаемые контактные и изгибные напряжения; $K_{\Pi} = 2,2$ – коэффициент перегрузки (приложение 4).

Для нормализованных, улучшенных или объемно закаленных сталей $[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T$. Для сталей с твердостью $H \leq \text{HB350}$ $[\sigma_F]_{\max} \approx 0,8\sigma_T$.

В разделе 4.1 для стали 40X с твердостью $H \leq \text{HB350}$ принято: $\sigma_T = 700$ МПа, поэтому $[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \cdot 700 = 1960$ МПа, $[\sigma_F]_{\max} \approx 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 700 = 560$ МПа.

Таким образом, условия прочности для шестерни при перегрузках будут:

$$\begin{aligned} \sigma_{H1\max} &= \sigma_{H1} \sqrt{K_H} = 531,56 \sqrt{2,2} = \\ &= 788,43 \text{ МПа} \leq [\sigma_H]_{\max} = 1960 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

$$\sigma_{F1\max} = \sigma_{F1} K_{F1} = 62,27 \cdot 2,2 = 137 \text{ МПа} \leq [\sigma_F]_{\max} = 560 \text{ МПа}.$$

Условия прочности выполняются.

4.7. Построение эскиза закрытой зубчатой передачи

4.7.1. Геометрические параметры закрытой зубчатой передачи

В результате проверочного расчета установлено, что ширину зубчатого колеса следует увеличить: $b_w = b_2 = 47$ мм.

Как ранее указывалось, ширина шестерни b_1 должна превышать ширину зубчатого колеса b_2 на 5 мм, т. е.

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм}.$$

Получим

$$b_1 = b_2 + 5 = 47 + 5 = 52 \text{ мм}.$$

Ранее вычисленные и уточненные геометрические параметры зубчатой передачи редуктора сведем в табл. 16.

Таблица 16

Зубчатое колесо	Число зубьев z	m , мм	d , мм	d_a , мм	d_f , мм	a_w , мм	b , мм
1	31	2	62	66	57	100	52
2	69		138	142	133		47

4.7.2. Эскиз закрытой зубчатой передачи

Эскиз должен быть выполнен в натуральную величину по данным табл. 16 (масштаб М 1:1) на листе формата А4. Если размеры эскиза не соответствуют размерам листа, то следует использовать стандартные увеличивающие или уменьшающие масштабы изображения.

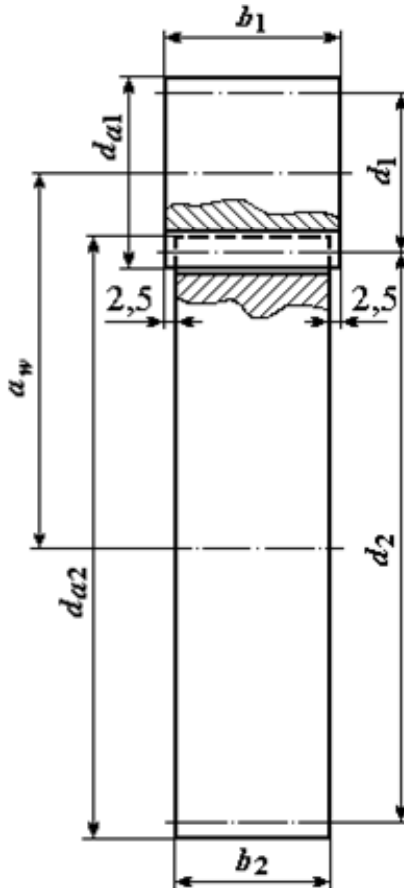


Рис. 15. Эскиз зубчатой передачи редуктора

Задание 4.2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ КОЛЕС ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

ОБРАЗЕЦ ВЫПОЛНЕНИЯ ЗАДАНИЯ 4.2

Определить геометрические размеры косозубых колес закрытой зубчатой передачи (редуктора).

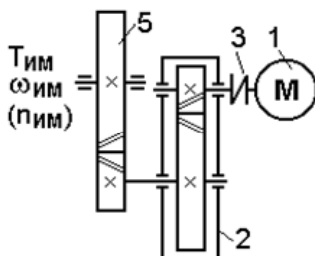


Рис. 16. Схема привода:

1 – электродвигатель; 2 – редуктор;
3 – муфта; 5 – открытая зубчатая
передача

Таблица 17

Исходные данные

Наименование параметра	Ед. изм.	Вариант 13
Крутящий момент на быстроходном валу редуктора T_1	Н·м	50
Передаточное отношение зубчатой передачи редуктора i_p	–	3,15
Режим эксплуатации привода	–	Длительный
Синхронная частота вращения электродвигателя n	мин ⁻¹	1500

5.1. Выбор материала и допускаемых напряжений зубчатых колес редуктора

Желая получить небольшие габариты и невысокую стоимость редуктора с косозубыми цилиндрическими колесами, применим для их изготовления качественную, но сравнительно дешевую сталь 40X. Заготовка – поковка.

Для заготовок зубчатых колес примем термообработку «улучшение» до твердости HB260–280. Для улучшенной стали 40X с твердостью HB260–280 предел прочности $\sigma_B = 950$ МПа, предел текучести $\sigma_T = 700$ МПа [1].

Зададим для шестерни редуктора твердость $H_1 = \text{HB}280$, а для зубчатого колеса на 15...20 единиц меньше [1] – $H_2 = \text{HB}260$.

5.2. Расчет допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ зубьев шестерни и колеса редуктора

Допускаемые контактные напряжения:
для шестерни

$$[\sigma_H]_1 = \frac{(\sigma_{H \text{ lim}})_1}{S_H} K_{HL1};$$

для колеса

$$[\sigma_H]_2 = \frac{(\sigma_{H \text{ lim}})_2}{S_H} K_{HL2}.$$

Здесь $(\sigma_{H \text{ lim}})_1$ и $(\sigma_{H \text{ lim}})_2$ – пределы контактной выносливости зубьев шестерни и колеса, изготовленных из стали 40X и прошедших объемную закалку типа «улучшение»; $S_H = 1,1$ – коэффициент безопасности; K_{HL1} и K_{HL2} – коэффициенты долговечности шестерни и колеса. По условию привод работает в режиме длительной эксплуатации, поэтому примем $K_{HL} = 1$ [1].

Пределы контактной выносливости:
для шестерни

$$(\sigma_{H \text{ lim}})_1 = 2 \cdot \text{HB}_1 + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа};$$

для колеса

$$(\sigma_{H\lim})_2 = 2 \cdot \text{HB}_2 + 70 = 2 \cdot 260 + 70 = 590 \text{ МПа},$$

где HB_1 и HB_2 – твердость заготовок, используемых для изготовления шестерни и зубчатого колеса соответственно.

Для зубчатых колес редуктора получим:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{(\sigma_{H\lim})_1}{S_H} K_{HL1} = \frac{630}{1,1} \cdot 1 = 572,73 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{(\sigma_{H\lim})_2}{S_H} K_{HL2} = \frac{590}{1,1} \cdot 1 = 536,36 \text{ МПа}.$$

Для косозубых передач за расчетное $[\sigma_H]$ принимают среднее из напряжений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ [1], но не более $1,25[\sigma_H]_{\min}$ [1]. В рассматриваемом случае $[\sigma_H]_{\min} = [\sigma_H]_2 = 536,36 \text{ МПа}$.

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} = \frac{572,73 + 536,36}{2} = 554,54 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma_H] < 1,25[\sigma_H]_{\min} = 670,45 \text{ МПа}.$$

Таким образом, для зубчатых колес расчетное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H] = 554,54 \text{ МПа}$.

5.3. Расчет допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_F]$

Допускаемые напряжения изгиба шестерни и зубчатого колеса рассчитаем по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} \cdot K_{FL}.$$

Для стали 40Х с термообработкой «улучшение» при твердости менее $\text{HB}350$ $\sigma_{F\lim} = 1,8 \cdot \text{HB}$ [1]. Отсюда имеем:

для шестерни:

$$(\sigma_{F\lim})_1 = 1,8 \cdot \text{HB}_1 = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа};$$

для колеса:

$$(\sigma_{F \text{ lim}})_2 = 1,8 \cdot \text{HB}_2 = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса прочности $S_F = 1,75$; коэффициент долговечности при длительном режиме эксплуатации $K_{FL} = 1$.

Рассчитаем допускаемые напряжения изгиба:
для шестерни

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_F} \cdot K_{FL1} = \frac{504}{1,75} \cdot 1 = 288 \text{ МПа;}$$

для колеса

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_F} \cdot K_{FL2} = \frac{468}{1,75} \cdot 1 = 267 \text{ МПа.}$$

5.4. Определение размеров зубчатых колес

Межосевое расстояние a_w зубчатой передачи редуктора равно

$$a_w = 0,75(u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} T_{\text{II}} K_{\text{H}\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}},$$

где $u = z_2/z_1$ – передаточное число (u – передаточное число, равное передаточному отношению зубчатой передачи редуктора, т. е. $u = i_p = 3,15$; $E_{\text{пр}} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – приведенный модуль упругости; T_{II} – крутящий момент на зубчатом колесе 2. $T_{\text{II}} = T_1 \cdot \eta \cdot i_p = 50 \cdot 10^3 \cdot 0,97 \cdot 3,15 = 152,78 \cdot 10^3$ Н·мм. Здесь $\eta = 0,97$ – КПД зубчатой закрытой цилиндрической передачи с опорами (приложение 1), $T_1 = 50 \cdot 10^3$ Н·мм – крутящий момент на быстроходном валу редуктора; $K_{\text{H}\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по ширине зуба; $[\sigma_H] = 554,54$ МПа – допускаемое контактное напряжение зубьев колес; $\psi_{ba} = 0,4$ – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния [1].

Примечание. Для описания геометрических размеров зубчатых колес широко применяются три относительных параметра.

1. $\psi_{ba} = b_w/a$ – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния. При симметричном расположении зубчатых колес относительно опор $\psi_{ba} = 0,4$ [1].

Для шевронных колес ψ_{ba} увеличивают в 1,3...1,4 раза.

2. $\psi_{bd} = b_w/d_1$ – коэффициент ширины шестерни относительно диаметра.

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1).$$

3. $\psi_m = b_w/m$ – коэффициент ширины колеса относительно модуля зацепления. Для передач редукторного типа с достаточно жесткими валами при твердости зубчатых колес менее HB350 принимают $\psi_m = 25$ [1].

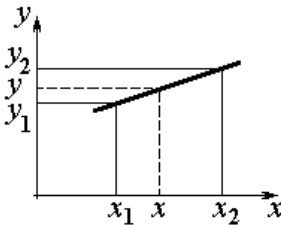
Для выбора $K_{H\beta}$ по приложению 5 требуется знать значение ψ_{bd} .

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1) = 0,5 \cdot 0,4(3,15 + 1) = 0,83.$$

По данным приложения 5 для $\psi_{bd} = 0,83$ методом линейной интерполяции определим $K_{H\beta} \approx 1,032$.

Пример вычисления $K_{H\beta}$ для $\psi_{bd} = 0,648$ методом линейной интерполяции

Используем уравнение прямой, проходящей через две точки.



$$y = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x - \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x_1 + y_1.$$

Для лучшего понимания процесса вычисления в приложении 5 физическим величинам придано традиционно используемое в математике обозначение независимых (x) и зависимых (y) переменных.

Приложение 5 (фрагмент)

ψ_{bd}	x	$K_{H\beta}$ – шестерня симметрично расположена между опорами	y
0,8	x_1	1,03	y_1
1,0	x_2	1,04	y_2

Имеем

$x_1 = 0,8$	$y_1 = 1,03$
$x = 0,83$	$y = ?$
$x_2 = 1,0$	$y_2 = 1,04$

Тогда

$$y = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x - \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x_1 + y_1 = \\ = \frac{1,04 - 1,03}{1,0 - 0,8} \cdot 0,83 - \frac{1,04 - 1,03}{1,0 - 0,8} \cdot 0,8 + 1,03 \approx 1,032.$$

Окончательно получим: $K_{H\beta}|_{\psi_{bd}=0,83} = 1,032$.

В результате получим

$$a_w = 0,75(3,15 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 152,73 \cdot 10^3 \cdot 1,032}{554,54^2 \cdot 3,15^2 \cdot 0,4}} = 96,85 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение $a_w = 100$ мм (приложение 6) [1].
Ширина зуба колеса

$$b_w = b_2 = \psi_{ba} \cdot a = 0,4 \cdot 100 = 40 \text{ мм.}$$

Модуль зацепления

$$m_n = \frac{b_w}{\psi_m} = \frac{40}{25} = 1,6 \text{ мм.}$$

Примем стандартное значение $m_n = 2$ (приложение 7).

Примечание. Если расчетный модуль не соответствует стандартному, то следует принять ближайший больший по значению стандартный модуль.
Для силовых передач модуль $m \geq 1,5$.

5.5. Определение размеров зубчатых колес z_1 и z_2 редуктора

В соответствии с рекомендациями [1] предварительно примем $\beta = 12^\circ$ – угол наклона зуба косозубой передачи.

Проверим условие: коэффициент осевого перекрытия ε_β больше или равен 1,1 ($\varepsilon_\beta \geq 1,1$) [1].

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin \beta}{\pi \cdot m_n} = \frac{40 \cdot 0,208}{3,14 \cdot 2} = 1,32 > 1,1.$$

Известно, что

$$a_w = \frac{0,5m_n \cdot z_\Sigma}{\cos\beta},$$

где $z_\Sigma = z_1 + z_2$ – суммарное число зубьев шестерни и колеса.

Отсюда получим

$$z_\Sigma = \frac{a_w \cos\beta}{0,5m_n} = \frac{100 \cdot 0,9781}{0,5 \cdot 2} = 97,81.$$

Примем $z_\Sigma = 98$, так как оно должно быть целым числом. Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{1+u} = \frac{98}{1+3,15} = 23,61.$$

Примем $z_1 = 24$, так как оно должно быть целым числом. Тогда

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 98 - 24 = 74.$$

Уточним значение передаточного числа u :

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{74}{24} = 3,0833.$$

Отклонение u от заданного значения передаточного отношения зубчатой передачи редуктора $i_p = 3,15$ составляет

$$\varepsilon = \frac{|u - i_p|}{i_p} \cdot 100\% = \frac{|3,0833 - 3,15|}{3,15} \cdot 100\% = 2,12\%.$$

Уточним значение фактического угла наклона зуба с точностью до секунды:

$$\begin{aligned}\beta &= \arccos \frac{0,5m_n z_\Sigma}{a_w} = \arccos \frac{0,5 \cdot 2 \cdot 98}{100} = \\ &= \arccos 0,98 = 11,4783^\circ = 11^\circ 28' 42''.\end{aligned}$$

Делительный диаметр шестерни z_1

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_1 = \frac{2}{\cos 11,4783} \cdot 24 = 48,98 \text{ мм.}$$

Делительный диаметр зубчатого колеса z_2

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_2 = \frac{2}{\cos 11,4783} \cdot 74 = 151,02 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей вершин зубьев колес z_1 (шестерни) и z_2 :

$$d_a = d + 2 \cdot m_n;$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 48,98 + 2 \cdot 2 = 52,98 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 151,02 + 2 \cdot 2 = 155,02 \text{ мм.}$$

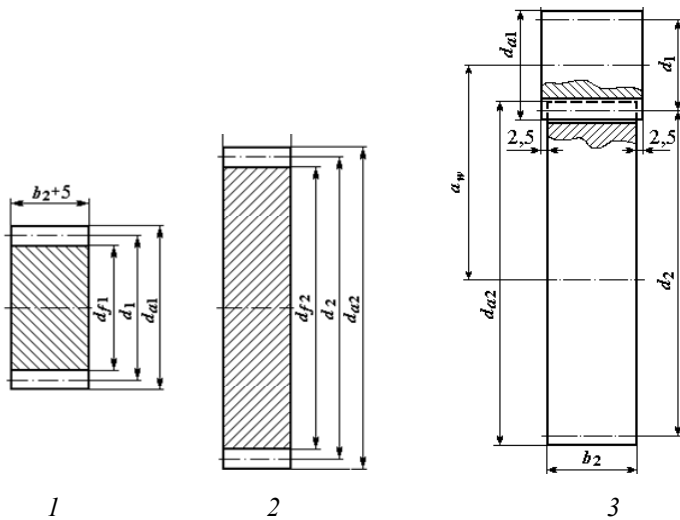


Рис. 17. Эскизы шестерни 1, зубчатого колеса 2 и зубчатого зацепления 3

Диаметры окружностей впадин зубьев колес z_1 и z_2 :

$$d_f = d - 2,5 \cdot m_n;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m_n = 48,98 - 2,5 \cdot 2 = 43,98 \text{ мм;}$$

$$d_f = d_2 - 2,5 \cdot m_n = 151,02 - 2,5 \cdot 2 = 146,02 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние зубчатых колес

$$a_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot (48,98 + 151,02) = 100 \text{ мм.}$$

Ранее была определена ширина зубчатого колеса $b_2 = 40$ мм.

Для цилиндрических зубчатых колес ширина шестерни b_1 должна превышать ширину колеса b_2 на 5 мм, т. е.

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм.}$$

Получим

$$b_1 = b_2 + 5 = 40 + 5 = 45 \text{ мм.}$$

Результаты расчетов сведем в таблицу 18.

Т а б л и ц а 18

Зубчатое колесо	Число зубьев z	m_n , мм	d , мм	d_a , мм	d_f , мм	a_w , мм	b , мм
1	24	2	48,98	52,98	43,98	100	45
2	74		151,02	155,02	146,02		40

5.6. Проверка прочности зубчатых колес редуктора

5.6.1. Проверочный расчет зубьев по контактным напряжениям

Условие прочности для шестерни (1) и зубчатого колеса (2) [1]

$$\sigma_{H(1,2)} = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \sqrt{\frac{E_{np} T_{I(II)} K_H}{d_{I(2)}^2 b_w \sin 2\alpha_w} \left(\frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H],$$

где $Z_{H\beta}$ – коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям; $T_I = 50 \cdot 10^3$ Н·мм – крутящий момент на шестерне (на быстроходном валу I редуктора); K_H – коэффициент расчетной нагрузки при расчетах на прочность при контактных напряжениях; $\alpha_w = 20^\circ$ – угол зацепления. Здесь

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}} \text{ и } K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}.$$

В этих выражениях используются ранее неприменяемые параметры: $K_{H\alpha}$ – коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев (приложение 10); $\varepsilon_{\alpha} = \frac{1}{\cos\beta} \times \left(1,88 - \frac{3,2}{z_{\Sigma}}\right)$ – коэффициент торцевого перекрытия.

Определим параметры, входящие в формулу $Z_{H\beta}$. Вычислим окружную скорость шестерни 1 и колеса 2 ($V = V_1 = V_2$). Это требуется для нахождения параметра $Z_{H\beta}$.

$$V = 0,5\omega_1 \cdot d_1,$$

где ω_1 – угловая скорость быстроходного вала I, которая равна угловой скорости электродвигателя $\omega_{дв}$. Считаем, что вал электродвигателя имеет синхронную частоту вращения.

$$\omega_1 = \omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ с}^{-1}.$$

$$V = 0,5 \cdot 157 \cdot 48,98 \cdot 10^{-3} = 3,84 \text{ м/с}.$$

Для 8-й степени точности изготовления зубчатых колес и окружной скорости шестерни $V = 3,84$ м/с по приложению 10 получим $K_{H\alpha} = 1,07$.

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{1}{\cos\beta} \left(1,88 - \frac{3,2}{z_{\Sigma}}\right) = \frac{1}{\cos 11,4783} \left(1,88 - \frac{3,2}{98}\right) = 1,885.$$

Отсюда имеем

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_{\alpha}}} = \sqrt{\frac{1,07 \cdot 0,98^2}{1,885}} = 0,738.$$

Вычислим параметры, входящие в коэффициент K_H .

Коэффициенты $K_{H\alpha}$ и $K_{H\beta}$ ранее вычислены. $K_{H\alpha} = 1,07$; $K_{H\beta} = 1,032$.

Используя метод линейной интерполяции, определим коэффициент $K_{H\gamma}$. Для окружной скорости шестерни $V = 3,84$ м/с и 8-й степени точности ее изготовления на основании данных приложения 10 запишем

$x_1 = 3$	$y_1 = 1,48$
$x = 3,84$	$y = ?$
$x_2 = 4$	$y_2 = 1,77$

$$y = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x - \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x_1 + y_1 =$$

$$= \frac{1,77 - 1,48}{4 - 3} \cdot 3,84 - \frac{1,77 - 1,48}{4 - 3} \cdot 3 + 1,48 \approx 1,724.$$

Таким образом, $K_{Hv}|_{v=3,24} = 1,724$.

Отсюда

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1,07 \cdot 1,032 \cdot 1,724 = 1,904.$$

Вычислим контактные напряжения на зубьях шестерни

$$\sigma_{H1} = 1,18 \cdot 0,738 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 1,904 \left(\frac{3,15 + 1}{3,15} \right)}{48,98^2 \cdot 40 \cdot \sin 40^\circ}} = 569,05 \text{ МПа.}$$

Условие прочности не выполняется, так как σ_{H1} больше $[\sigma_H] = 554,54 \text{ МПа}$.

По рекомендации [1] увеличим ширину колеса b_w в $(\sigma_{H1}/[\sigma_H])^2$ раз, т. е. в $(569,05/554,54)^2 = 1,053$ раза.

Тогда новое значение $b_w = 1,053 \cdot 40 = 42,12 \text{ мм}$. Примем $b_w = 42 \text{ мм}$.

Вычислим контактные напряжения на зубьях шестерни с $b_w = 42 \text{ мм}$.

$$\sigma_{H1} = 1,18 \cdot 0,738 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 1,904 \left(\frac{3,15 + 1}{3,15} \right)}{48,98^2 \cdot 42 \cdot \sin 40^\circ}} = 555,33 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется. $\sigma_{H1} \approx [\sigma_H] = 554,54 \text{ МПа}$. Погрешность $\varepsilon = 0,14 \%$.

Вычислим контактные напряжения на зубьях колеса

$$\sigma_{H2} = 1,18 \cdot 0,738 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 152,78 \cdot 10^3 \cdot 1,904 \left(\frac{3,15 + 1}{3,15} \right)}{151,02^2 \cdot 42 \cdot \sin 40^\circ}} = 314,84 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{H2} \leq [\sigma_H] = 554,54 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

5.6.2. Проверочный расчет зубьев по напряжениям изгиба

Условие прочности для шестерни (1) и зубчатого колеса (2) [1]

$$\sigma_{F(1,2)} = \frac{Y_{FS(1,2)} Y_{F\beta} F_t K_F}{b_w m_n} \leq [\sigma_F],$$

где Y_{FS} – коэффициент формы зуба (приложение 9) [2]; $Y_{F\beta}$ – коэффициент повышения изгибной прочности косозубых передач; $F_t = F_{t(1)} =$

$= F_{t(2)} = \frac{2T_1}{d_1}$ – окружная сила, действующая на зубья косозубой

передачи; K_F – коэффициент расчетной нагрузки при расчетах на изгиб.

Определим для шестерни и зубчатого колеса значения коэффициента Y_{FS} . Имеем

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{0,98^3} = 25,50 \approx 26;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{74}{0,98^3} = 78,62 \approx 79.$$

По приложению 9 имеем: $(Y_{FS})_1 = 3,91$ ($z_{v1} = 26$); $(Y_{FS})_2 = 3,80$ ($z_{v2} = 79$).

Примечание. Проверочный расчет зубьев по напряжениям изгиба проводят по одному элементу пары зацепления: шестерне (1) или зубчатому

колесу (2), для которого отношение $\frac{[\sigma_F]_i}{(Y_{FS})_i}$ является наименьшим.

Вычислим соотношение $\frac{[\sigma_F]_i}{(Y_{FS})_i}$ для шестерни (1) и зубчатого колеса (2).

Из полученных результатов запишем:
для шестерни

$$\frac{[\sigma_F]_1}{(Y_{FS})_1} = \frac{288}{3,91} = 73,66 \text{ МПа;}$$

для колеса

$$\frac{[\sigma_F]_1}{(Y_{FS})_1} = \frac{267}{3,80} = 70,26 \text{ МПа.}$$

Расчет выполняем для колеса (2), у которого соотношение $\frac{[\sigma_F]_i}{(Y_{FS})_i}$ меньше. Вычислим коэффициент повышения изгибной прочности косозубых передач $Y_{F\beta}$.

$$Y_{F\beta} = \frac{F_\alpha Y_\beta}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1,22 \cdot 0,918}{1,885} = 0,594,$$

где $K_{F\alpha} = 1,22$ – коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев (приложение 10);

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ} = 1 - \frac{11,4783}{140} = 0,918.$$

Вычислим коэффициент расчетной нагрузки при расчетах на изгиб K_F :

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

где $K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по ширине зуба; K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки при расчетах на изгиб.

При нахождении коэффициента неравномерности нагрузки по ширине зуба $K_{F\beta}$ используем линейную интерполяцию. Из приложения 5 для $\psi_{bd} = 0,83$ (раздел 4.4) можно записать:

$x_1 = 0,8$	$y_1 = 1,05$
$x = 0,83$	$y = ?$
$x_2 = 1,0$	$y_2 = 1,08$

Тогда

$$y = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x - \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x_1 + y_1 =$$

$$= \frac{1,08 - 1,05}{1,0 - 0,8} \cdot 0,83 - \frac{1,08 - 1,05}{1,0 - 0,8} \cdot 0,8 + 1,05 \approx 1,054.$$

Окончательно получим: $K_{F\beta}|_{\psi_{bd}=0,83} = 1,054$.

Аналогично по приложению 8 определим коэффициент динамической нагрузки K_{Fv} для окружной скорости зубчатого колеса (2) $V = 3,84$ м/с.

$x_1 = 3$	$y_1 = 1,19$
$x = 3,84$	$y = ?$
$x_2 = 4$	$y_2 = 1,30$

$$y = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x - \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} x_1 + y_1 =$$

$$= \frac{1,30 - 1,19}{4 - 3} \cdot 3,84 - \frac{1,30 - 1,19}{4 - 3} \cdot 3 + 1,19 \approx 1,282.$$

Таким образом, $K_{Fv}|_{v=3,84} = 1,282$.

Отсюда

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1,22 \cdot 1,054 \cdot 1,282 = 1,648.$$

Учитывая данные, полученные в текущем и предыдущих разделах проверим условие прочности на изгиб зубьев колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{3,80 \cdot 0,594 \cdot 2 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 1,648}{48,98 \cdot 42 \cdot 2} = 90,41 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется, так как $\sigma_{F2} < [\sigma_F]_2 = 267$ МПа.

Из сравнения σ_{H2} и σ_{F2} видно, что для закрытой передачи основным критерием работоспособности является контактная, а не изгибная прочность.

5.7. Проверка прочности зубьев шестерни и колеса при перегрузках

Перегрузки, возникающие при пуске электродвигателя, могут привести к потере статической прочности зубьев шестерни и колеса редуктора. Максимальные контактные $\sigma_{H\max}$ и изгибные $\sigma_{F\max}$ напряжения при действии пикового момента должны удовлетворять условиям:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_H} \leq [\sigma_H]_{\max};$$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F K_F \leq [\sigma_F]_{\max}.$$

Здесь σ_H , σ_F – расчетные контактные и изгибные напряжения; $[\sigma_H]_{\max}$ и $[\sigma_F]_{\max}$ – предельные допускаемые контактные и изгибные напряжения; $K_H = 2,2$ – коэффициент перегрузки (приложение 4).

Для нормализованных, улучшенных или объемно закаленных сталей $[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T$. Для сталей с твердостью $H \leq \text{HB350}$ $[\sigma_F]_{\max} \approx 0,8\sigma_T$.

В разделе 4.1 для стали 40Х с твердостью $\leq \text{HB350}$ принято: $\sigma_T = 700$ МПа, поэтому $[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \cdot 700 = 1960$ МПа, $[\sigma_F]_{\max} \approx 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 700 = 560$ МПа.

Таким образом, условия прочности для зубьев шестерни и колеса при перегрузках будут:

$$\begin{aligned} \sigma_{H1\max} &= \sigma_{H1} \sqrt{K_H} = 555,33 \sqrt{2,2} = \\ &= 785,36 \text{ МПа} \leq [\sigma_H]_{\max} = 1960 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

$$\sigma_{F2\max} = \sigma_{F2} K_H = 90,41 \cdot 2,2 = 198,90 \text{ МПа} \leq [\sigma_F]_{\max} = 560 \text{ МПа}.$$

Условия прочности выполняются.

5.8. Построение эскиза закрытой зубчатой передачи

5.8.1. Геометрические параметры закрытой зубчатой передачи

В результате проверочного расчета установлено, что ширину зубчатого колеса следует увеличить: $b_w = b_2 = 42$ мм.

Как ранее указывалось, ширина шестерни b_1 должна превышать ширину зубчатого колеса b_2 на 5 мм, т. е.

$$b_1 = b_2 + 5 = 42 + 5 = 47 \text{ мм}.$$

Ранее вычисленные и уточненные геометрические параметры зубчатой передачи редуктора сведем в табл. 19.

Таблица 19

Зубчатое колесо	Число зубьев z	m_n , мм	d , мм	d_a , мм	d_f , мм	a_w , мм	b , мм
1	24	2	48,98	52,98	43,98	100	47
2	74		151,02	155,02	146,02		42

5.8.2. Эскиз закрытой зубчатой передачи

Эскиз должен быть выполнен на основании данных табл. 19 в натуральную величину (масштаб М 1:1) на листе формата А4. Если размеры эскиза не соответствуют размерам листа, то следует использовать стандартные увеличивающие или уменьшающие масштабы изображения.

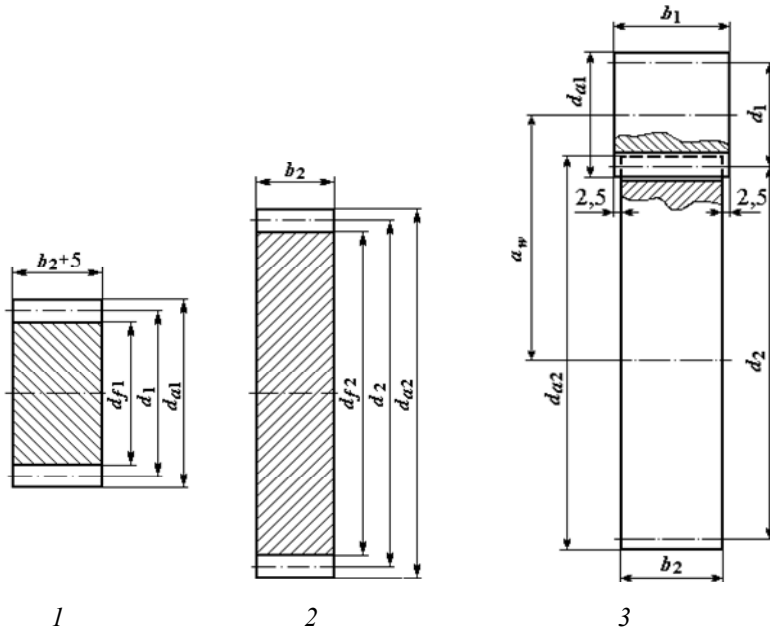


Рис.18. Эскизы шестерни 1, зубчатого колеса 2 и зубчатого зацепления 3

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высшая школа, 2011. – 383 с.
2. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высшая школа, 2010. – 447 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Коэффициенты полезного действия элементов приводов

№	Тип передачи	η
1	Зубчатая закрытая с опорами: цилиндрическая коническая	0,97...0,98 0,95...0,97
2	Зубчатая открытая при густой смазке: цилиндрическая коническая	0,95...0,96 0,94...0,95
3	Червячная с передаточным отношением: от 8 до 14 от 15 до 30 от 31 до 65	0,8...0,9 0,7...0,8 0,6...0,7
4	Ременная (все типы)	0,94...0,96
5	Цепная	0,92...0,95
6	Муфты соединительные	0,96...0,98

Приложение 2

Передаточные отношения элементов приводов

№	Тип передачи	Передаточное отношение i
1	Зубчатая цилиндрическая	1,6...8
2	Зубчатая коническая	1,6...6,3
3	Ременная (все типы)	2...4
4	Цепная	1,5...4

Приложение 3

Стандартные номинальные передаточные отношения i (передаточные числа u)

1-й ряд – 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0

2-й ряд – 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2

Приложение 4

Мощности и частоты вращений электродвигателей серии АИР10012 ТУ 16-525.564–84 (тип/асинхронная частота вращения, мин⁻¹)

Мощность P , кВт	Синхронная частота вращения n , мин ⁻¹			
	750	1000	1500	3000
0,37	–	71A6/915	–	–
0,55	–	71B6/915	71A4/1357	–
0,75	90LA8/695	80A6/920	71B4/1350	71A2/2820
1,1	90LB8/695	80B6/920	80A4/1395	71B2/2805
1,5	100L8/702	90L6/925	80B4/1395	80A2/2850
2,2	112MA8/709	100L6/945	90L4/1395	80B2/2850
3	112MB8/709	112MA6/950	100S4/1410	90L2/2850
4	132S8/716	112MB6/950	100L4/1410	100S2/2850
5,5	132M8/712	132S6/960	112M4/1432	100L2/2850
7,5	160S8/727 ⁽³⁾	132M6/950	132S4/1440	112M2/2895
11	160M8/727 ⁽³⁾	160S6/970 ⁽⁴⁾	132M4/1447	132M2/2910
15	180M8/731	160M6/970 ⁽⁵⁾	160S4/1455 ⁽²⁾	160S2/2910 ⁽¹⁾
18,5	–	180M6/980 ⁽³⁾	160M4/1455 ⁽²⁾	160M2/2910 ⁽¹⁾
22	–	–	180S4/1462 ⁽³⁾	180S2/2919 ⁽¹⁾
30	–	–	180M4/1470 ⁽¹⁾	180M2/2925 ⁽¹⁾

Примечание. Отношение максимального вращающего момента к номинальному $K_{\Pi} = T_{\max} / T = 2,2$; для отмеченных знаками: ⁽¹⁾ – $T_{\max} / T = 2,7$; ⁽²⁾ – $T_{\max} / T = 2,9$; ⁽³⁾ – $T_{\max} / T = 2,4$; ⁽⁴⁾ – $T_{\max} / T = 2,5$; ⁽⁵⁾ – $T_{\max} / T = 2,6$.

Приложение 5

Коэффициенты неравномерности нагрузки по ширине зуба $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ для цилиндрических зубчатых колес с твердостью HB ≤ 350

Относительная ширина колеса $\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$	$K_{H\beta}$			$K_{F\beta}$		
	Расчет на контактную прочность			Расчет на изгибную прочность		
	Шестерня расположена между опорами симметрично	Шестерня расположена между опорами несимметрично	Консольное расположение одного из колес	Шестерня расположена между опорами симметрично	Шестерня расположена между опорами несимметрично	Консольное расположение одного из колес
0,2	1,0	1,0	1,07	1,0	1,01	1,13
0,4	1,0	1,02	1,15	1,01	1,04	1,28
0,6	1,01	1,04	1,24	1,02	1,07	1,50
0,8	1,03	1,06	1,35	1,05	1,11	1,70
1,0	1,04	1,08	–	1,08	1,15	–
1,2	1,05	1,10	–	1,10	1,20	–
1,4	1,07	1,13	–	1,13	1,25	–
1,6	1,08	1,16	–	1,16	1,32	–

Приложение 6

Стандартные межосевые расстояния a_w по ГОСТ 9563–81

Ряды	a_w , мм
1-й	40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; ...
2-й	140; 180; 225; 290; 355; 450

Приложение 7

Окружные модули зубьев по ГОСТ 9563–81

Ряды	Модуль, мм
1-й	1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

Приложение 8

Коэффициенты динамической нагрузки K_{Hv} и K_{Fv}

Степень точности ГОСТ 1643–81	Твердость зубьев	Коэффициент динамической нагрузки	v , м/с				
			1	2	3	4	5
8	$H_1 \leq B350$ $H_2 \leq HB350$	K_{Hv}	1,05 1,02	1,15 1,06	1,24 1,10	1,38 1,15	1,48 1,19
		K_{Fv}	1,10 1,04	1,30 1,12	1,48 1,19	1,77 1,30	1,96 1,38

Примечание. Верхние числа – прямозубые, нижние – косозубые колеса.

Приложение 9

Коэффициенты формы зуба Y_{FS}

z_1 или z_2	17	20	25	30	40	60	80	100	200
Y_{FS}	4,30	4,08	3,91	3,80	3,70	3,62	3,60	3,59	3,59

Примечание. Для косозубых и шевронных передач вместо z используется $z_v = z / \cos^3 \beta$.

Приложение 10

Коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев

Степень точности ГОСТ 1643–81	Коэффициент неравномерности нагрузки	Окружная скорость v , м/с		
		До 5	Св. 5 до 10	Св. 10 до 15
9	K_{Ha}	1,07	1,10	1,15
	K_{Fa}	1,22	1,30	1,40

Приложение 11

Рекомендуемые числа зубьев малой (ведущей) звездочки

Параметр	Значение					
Передаточное отношение цепной передачи i	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	> 6
Число зубьев малой (ведущей) звездочки z	27...30	25...27	23...25	21...23	17...21	15...17

Примечание. Для тихоходных передач можно уменьшать число зубьев малой (ведущей) звездочки, но не меньше z_{\min} , равного 7. Число зубьев большой (ведомой) звездочки принимать не более 100...120.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Общие требования к оформлению расчетно-графической работы	5
З а д а н и е 1. Кинематический и силовой расчет привода	10
Образец выполнения задания	12
1.1. Выбор электродвигателя и определение его мощности	13
1.2. Определение расчетной частоты вращений электродвигателя	14
1.3. Выбор стандартного электродвигателя	15
1.4. Расчет чисел зубьев звездочек цепной передачи	15
1.4.1. Определение расчетного передаточного отношения цепной передачи $i'_{цп}$	15
1.4.2. Выбор чисел зубьев звездочек и определение передаточного отношения цепной передачи $i_{цп}$	15
1.5. Определение частоты вращения исполнительного механизма	16
1.6. Распределение потока мощности по валам привода	16
1.7. Частоты вращения электродвигателя и валов привода	16
1.8. Угловые скорости электродвигателя и валов привода	17
1.9. Крутящие моменты на электродвигателе и валах привода	17
1.10. Графоаналитический метод определения передаточного отношения привода (метод Л.П. Смирнова (1875–1954 гг.))	18
З а д а н и е 2. Структурный и кинематический анализ зубчатого механизма	25
Образец выполнения задания 2	27
2.1. Структурный анализ механизма	28
2.2. Кинематический анализ зубчатого механизма	29
2.2.1. Передаточное отношение механизма	29
2.2.2. Угловая скорость вращения выходного вала механизма $\omega_{вых}$ и сателлита ($\omega_4 = \omega'_4$)	32
2.3. Определение передаточного отношения привода методом Смирнова (графоаналитический метод)	33

За д а н и е 3. Кинематический и силовой расчет механического привода	38
Технические задания	39
Образец выполнения задания 3	40
3.1. Определение мощности электродвигателя	41
3.2. Определение расчетной частоты вращения вала электродвигателя	42
3.3. Выбор стандартного электродвигателя	42
3.4. Уточненный расчет передаточных отношений элементов привода смесителя	43
3.5. Распределение потока мощности по валам привода	43
3.6. Частоты вращения и угловые скорости вала электродвигателя и привода	44
3.7. Крутящие моменты на электродвигателе и валах привода	44
За д а н и е 4.1. Определение размеров колес закрытой цилиндрической прямозубой передачи	46
Техническое задание	46
Образец выполнения задания 4.1	48
4.1. Выбор материала и допускаемых напряжений зубчатых колес редуктора	49
4.2. Расчет допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ зубьев шестерни и колеса редуктора	49
4.3. Расчет допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_F]$	50
4.4. Определение размеров зубчатых колес	51
4.4.1. Межосевое расстояние α_w зубчатой передачи редуктора	51
4.4.2. Определение размеров зубчатых колес z_1 и z_2 редуктора	53
4.5. Проверка прочности зубчатых колес редуктора	55
4.5.1. Проверочный расчет зубьев по контактным напряжениям	55
4.5.2. Проверочный расчет зубьев по напряжениям изгиба	57
4.6. Проверка прочности зубьев шестерни при перегрузках	59
4.7. Построение эскиза закрытой зубчатой передачи	60
4.7.1. Геометрические параметры закрытой зубчатой передачи	60
4.7.2. Эскиз закрытой зубчатой передачи	61
За д а н и е 4.2. Определение размеров колес закрытой цилиндрической косозубой передачи	62
Образец выполнения задания 4.2	62
5.1. Выбор материала и допускаемых напряжений зубчатых колес редуктора	63

5.2. Расчет допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ зубьев шестерни и колеса редуктора.....	63
5.3. Расчет допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_F]$	64
5.4. Определение размеров зубчатых колес.....	65
5.5. Определение размеров зубчатых колес z_1 и z_2 редуктора.....	67
5.6. Проверка прочности зубчатых колес редуктора	70
5.6.1. Проверочный расчет зубьев по контактным напряжениям	70
5.6.2. Проверочный расчет зубьев по напряжениям изгиба	73
5.7. Проверка прочности зубьев шестерни и колеса при перегрузках	75
5.8. Построение эскиза закрытой зубчатой передачи	76
5.8.1. Геометрические параметры закрытой зубчатой передачи.....	76
5.8.2. Эскиз закрытой зубчатой передачи	77
Учебно-методическая литература	77
Приложения.....	78
Приложение 1. Коэффициенты полезного действия элементов приводов	78
Приложение 2. Передаточные отношения элементов приводов	78
Приложение 3. Стандартные номинальные передаточные отношения i (передаточные числа u).....	79
Приложение 4. Мощности и частоты вращений электродвигателей серии АИР10012 ТУ 16-525.564–84 (тип/асинхронная частота вращения, мин ⁻¹).....	79
Приложение 5. Коэффициенты неравномерности нагрузки по ширине зуба $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ для цилиндрических зубчатых колес с твердостью $HV \leq 350$	80
Приложение 6. Стандартные межосевые расстояния α_w по ГОСТ 9563–81	80
Приложение 7. Окружные модули зубьев по ГОСТ 9563–81	80
Приложение 8. Коэффициенты динамической нагрузки K_{Hv} и K_{Fv}	81
Приложение 9. Коэффициенты формы зуба Y_{FS}	81
Приложение 10. Коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев	81
Приложение 11. Рекомендуемые числа зубьев малой (ведущей) звездочки	82

**Гилета Владимир Павлович
Чусовитин Николай Анатольевич
Юдин Борис Викторович**

**МЕХАНИКА
РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

Учебное пособие

Редактор *М.А. Кантурова*
Выпускающий редактор *И.П. Брованова*
Корректор *И.Е. Семенова*
Дизайн обложки *А.В. Ладыжская*
Компьютерная верстка *Н.В. Гаврилова*

Налоговая льгота – Общероссийский классификатор продукции
Издание соответствует коду 95 3000 ОК 005-93 (ОКП)

Подписано в печать 30.09.2014. Формат 60 × 84 1/16. Бумага офсетная
Тираж 100 экз. Уч.-изд. л. 5,11. Печ. л. 5,5. Изд. 87. Заказ №
Цена договорная

Отпечатано в типографии
Новосибирского государственного технического университета
630073, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20