

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ АВТОМОБИЛЬНО-  
ДОРОЖНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И ЗАДАНИЯ

к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин»  
(раздел «Проектирование привода конвейера»)

для студентов специальности  
133 – «Отраслевое машиностроение»

ХНАДУ 2020

Составители: Перегон В.А.  
Шарапата А.С.  
Воропай А.В.

Кафедра деталей машин и ТММ

## Общие положения

Курсовой проект (КП) по деталям машин является важной самостоятельной инженерной работой студента, охватывающей вопросы расчета на прочность, жесткость, износостойкость, долговечность и по другим критериям работоспособности деталей машин и базирующейся на всех уже изученных студентом дисциплинах.

Курсовое проектирование имеет большое значение в развитии самостоятельного творчества студентов, так как прививает им навыки научно-исследовательской работы, рационализации, изобретательства, пользования справочной литературой, государственными стандартами, нормами, таблицами и номограммами, а также навыки выполнения расчетов и составления расчетно-пояснительных записок к проектам.

Объем и содержание курсового проекта по деталям машин приведены в табл. 1.

Каждое из 10 заданий содержит 10 вариантов исходных данных (приложение 1). Для выполнения проекта обязательным является то задание, которое соответствует последней цифре шифра студента, и тот вариант этого задания, который соответствует предпоследней цифре шифра студента. Например, студент, имеющий шифр 385382, должен выполнить восьмой вариант второго задания. Если последняя цифра шифра нуль, то студент должен выполнить десятое задание. Если предпоследняя цифра шифра нуль, то студент должен выполнять десятый вариант задания. Числовые значения к заданию на курсовой проект по деталям машин могут быть заменены на другие преподавателем, руководящим проектированием.

Расчетно-пояснительная записка должна соответствовать требованиям ЕСКД, выполняться на листах формата А4(210×297) с одной их стороны и начинаться с титульного листа, который одновременно служит обложкой (приложение 2).

Пояснительная записка начинается с оглавления и задания на проектирование.

Все разделы пояснительной записки должны соответствовать содержанию курсового проекта, приведенного в табл. 1.

При изложении расчетов деталей и узлов привода необходимо указывать литературу с указанием страниц, откуда взяты расчетные формулы, допускаемые напряжения и другие величины.

Графическая часть курсового проекта состоит из 3,5 или 4 листов формата А1 и включает: сборочный чертеж редуктора; общий вид привода; рабочие чертежи отдельных деталей редуктора (корпус или крышка, вал, зубчатое или червячное колесо).

Кроме того, студент выполняет на миллиметровке компоновочную схему редуктора. Эта схема подшивается в записку в виде приложения [6 - с. 475... 479; 7 - с. 13... 20; 9 - с. 40... 275; 3 - с. 84...100].

## ОБЪЕМ И СОДЕРЖАНИЕ КП ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН

Таблица 1

№ этапа	Содержание работ	Объем, %	Краткие методические указания
1.	1. Выбор двигателя и расчет кинематической схемы привода. 2. Ориентировочный расчет валов. 3. Проектный расчет зубчатых (червячных) колес.	20	1. Ориентировочный расчет валов производится упрощенно на кручение по формуле $d_i = \sqrt[3]{\frac{T_i}{0,2 \cdot [\tau]}}$ , где $[\tau] = 12 \dots 15$ МПа. 2. Подшипники (предварительно) выбираются по диаметрам валов. 3. Компоновочная схема редуктора выполняется для увязки расположения основных деталей и определения осевых размеров валов.
2.	1. Конструирование и полный расчет редуктора (уточненный и проверочный расчет валов, расчет подшипников и других деталей).	35	1. Общий вид редуктора вычерчивается в трех проекциях. Спецификация всех деталей составляется по ЕСКД и прикладывается к расчетно-пояснительной записке. 2. Все стандартные детали должны выбираться по соответствующим стандартам. 3. Расчет деталей сопровождается их эскизами.
3.	Спроектировать детали: 1. колесо зубчатое (червячное); 2. вал ведомый; 3. корпусную деталь.	20	1. Рабочие чертежи должны быть выполнены по ЕСКД. Необходимо указать все размеры, класс чистоты поверхностей, допуски и посадки, материалы, а также технические требования.
4.	Разработать общий вид привода (на листе формата А1).	15	1. На чертеже должны быть приведены посадочные, габаритные, присоединительные, основные расчетные и монтажные размеры, а также дана как приложение спецификация узлов и деталей.
5.	Оформление расчетно-пояснительной записки.	10	1. Записка должна содержать все необходимые расчеты и пояснения. 2. Записка должна быть оформлена в соответствии с требованиями ЕСКД.

Чертежи привода машины, редуктора и деталей должны быть выполнены в полном соответствии с требованиями Единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

Рабочие чертежи зубчатых колес должны быть оформлены в соответствии с ГОСТ 2.403-75..., ГОСТ 2.405-75, рабочие чертежи червяков и червячных

колес - в соответствии с ГОСТ 2.406-76, ГОСТ 2.407-75.

Рабочие чертежи в курсовом проекте выполняются только на указанную преподавателем часть деталей, а спецификация составляется на все детали сборочной единицы.

Примеры выполнения чертежей и спецификаций приведены в приложении 3.

## УКАЗАНИЯ К РАСЧЕТУ ПРИВОДА

Выполнение проекта необходимо начать с уточнения кинематической схемы привода. При этом следует руководствоваться ГОСТ 2.770-68 на условные графические изображения в кинематических схемах различных типов ременных, зубчатых, червячных передач, а также опор. Поскольку размеры передач заранее не известны, кинематическую схему выполняют без соблюдения масштаба.

Расчет привода начинают с определения мощности двигателя по заданным параметрам выходного движения. Для этого необходимо знать общий КПД привода. При последовательном соединении передач общий КПД

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1 \cdot \eta_2,$$

где  $\eta_1$  и  $\eta_2$  - КПД отдельных звеньев кинематической цепи. В приведенных заданиях это КПД ременной передачи и редуктора либо КПД редуктора и открытой зубчатой передачи.

Средние значения КПД различных передач с учетом потерь в подшипниках приведены в табл. 2а. КПД червячной передачи выбирается с учетом принятого числа заходов червяка. Число заходов червяка принимается в зависимости от передаточного числа червячной передачи  $u_{\text{ч}}$  (см. таблица 2).

Таблица 2

Передаточное число передачи $u_{\text{ч}}$	$\geq 30$	14...30	8...14
Число заходов червяка $z_1$	1	2	4
КПД передачи $\eta_{\text{ч}}$	0,7...0,75	0,75...0,82	0,87...0,92

Мощность на валу электродвигателя (мощность на входе) должна быть равна

$$P_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\Sigma}},$$

где  $P_{\text{вых}}$  - мощность на выходном валу. Выходные данные привода в заданиях на курсовое проектирование заданы в одном из двух вариантов. В заданиях 1 и 6 заданы окружные сила и скорость на барабане, а во всех остальных заданиях – крутящий момент и угловая скорость на выходном валу, тогда

$$P_{\text{вых}} = F_t \cdot V \quad (\text{для заданий 1 и 6}),$$

$$\text{или } P_{\text{вых}} = T_{\text{вых}} \cdot \omega_{\text{вых}} \quad (\text{для всех остальных заданий}).$$

Здесь:  $F_t$  [кН],  $V$  [м/с],  $T_{\text{вых}}$  [кНм],  $\omega_{\text{вых}}$  [с<sup>-1</sup>],  $P_{\text{вых}}$  [кВт].

Промышленность выпускает много различных типов электродвигателей для всех отраслей народного хозяйства с учетом условий их эксплуатации. Они

разделяются на двигатели постоянного и переменного тока (трехфазные и однофазные, синхронные и асинхронные).

### Средние значения КПД передач

Таблица 2а

Передача	КПД
<b>Ременная:</b>	
Плоскоременная	0,95...0,97
Клиноременная и поликлиноременная	0,94...0,96
<b>Зубчатая (закрытая)</b>	
Цилиндрическая	0,96...0,98
Коническая	0,95...0,97
<b>Зубчатая (открытая)</b>	
Цилиндрическая	0,92...0,94
Коническая	0,75...0,85
<b>Червячная (закрытая):</b>	
с однозаходным червяком	0,7...0,75
с двухзаходным червяком	0,75...0,82
с четырехзаходным червяком	0,87...0,92
<b>Подшипники качения (одна пара)</b>	0,99...0,995
<b>Муфта компенсирующая</b>	0,985...0,995

Трехфазные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором получили наибольшее распространение в приводах общего назначения. Это обусловлено простотой их конструкции, меньшей стоимостью, более высокой эксплуатационной надежностью.

При проектировании предложенных в заданиях приводов рекомендуется выбирать трехфазные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором.

В зависимости от условий эксплуатации и окружающей среды применяют двигатели различного исполнения: закрытые обдуваемые, защищенные, взрывобезопасные и с повышенным пусковым моментом. Основные параметры двигателей серии 4А (ГОСТ 19523-81) приведены в табл. 3.

С учетом мощности на входе привода  $P_{ex}$  из табл. 3 следует выбрать двигатель, номинальная мощность которого  $P_{\partial}$ , ближайшая к  $P_{ex}$ . Обычно  $P_{\partial} > P_{ex}$ , но возможно и обратное, т. е.  $P_{\partial} < P_{ex}$ . Допускается перегрузка двигателя до 8% – при постоянной нагрузке и до 12% – при переменной нагрузке.

Рекомендуется выбирать двигатели с синхронными частотами вращения вала от 3000 до 1000 мин<sup>-1</sup>. Применение двигателя с частотой  $n_{\partial} \leq 750$  мин<sup>-1</sup> допускается лишь в технически обоснованных случаях.

Для проектируемого привода могут подойти двигатели с различными частотами вращения, поэтому из нескольких вариантов выбирают оптимальный вариант в соответствии с эксплуатационными требованиями. При этом необходимо иметь в виду, что с повышением частоты вращения масса, габариты и

стоимость двигателя уменьшаются, но увеличиваются габариты, масса, и стоимость привода.

Основные технические данные асинхронных двигателей серии 4А  
закрытого обдуваемого исполнения по ГОСТ 19523-81

Таблица 3

Тип двигателя	Мощность $P$ , кВт	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	$K = \frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$K_m = \frac{T_{макс}}{T_{ном}}$	$d_1$ , мм
<b>Синхронная частота вращения 3000 мин<sup>-1</sup></b>					
4A80A2Y3	1,5	2850	2,0	2,2	22
4A80B243	2,2	2850			22
4A90L2Y3	3,0	2840			24
4A100S2Y3	4,0	2880			28
4A100L2Y3	5,5	2880			28
4A112M2Y3	7,5	2900			32
4A132M2Y3	11,0	2900	1,6		38
4A160S2Y3	15,0	2940	1,4		42
<b>Синхронная частота вращения 1500 мин<sup>-1</sup></b>					
4A80B4Y3	1,5	1415	2,0	2,2	22
4A90L4Y3	2,2	1425			24
4A100S4Y3	3,0	1435			28
4A100L4Y3	4,0	1430			28
4A112M4Y3	5,5	1445			32
4A132S4Y3	7,5	1455			38
4A132M4Y3	11,0	1460			38
4A160S4Y3	15,0	1465	1,4		48
<b>Синхронная частота вращения 1000 мин<sup>-1</sup></b>					
4A90L6Y3	1,5	935	2,0	2,2	24
4A100L6Y3	2,2	950			28
4A112MA6Y3	3,0	955			32
4A112MB6Y3	4,0	950			32
4A132S6Y3	5,5	965			38
4A132M6Y3	7,5	970			38
4A160S6Y3	11,0	975	1,2	2,0	48
4A160M6Y3	15,0	975	1,2		48
<b>Синхронная частота вращения 750 мин<sup>-1</sup></b>					
4A100LB8Y3	1,5	700	1,6	1,7	28
4A112MA8Y3	2,2	700	1,8	2,2	32
4A112MB8Y3	3,0	700			32
4A132S8Y3	4,0	720			38
4A132M8Y3	5,5	720			38
4A160S8Y3	7,5	730	1,4		48
4A160M8Y3	11,0	730		48	
4A180M8Y3	15,0	730		1,2	2,0

Требуемая частота вращения вала выбираемого двигателя

$$n_0 = n_{вых} \cdot u_\Sigma,$$

где  $u_\Sigma$  - ориентировочное общее передаточное число привода.

Для заданий 1, 2, 3, 5, 6 и 7  $u_{\Sigma} = u_{рем} \cdot u_{ред}$ , а для остальных -  $u_{\Sigma} = u_{ред} \cdot u_{оп}$ , где -  $u_{рем}$ ,  $u_{ред}$  и  $u_{оп}$  - средние значения передаточных чисел соответственно ременной передачи, редуктора и открытой зубчатой передачи, принимаемые по табл. 4. При выборе передаточных чисел отдельных передач не следует принимать максимальные и близкие к ним значения, так как это приводит к увеличению габаритных размеров передач.

Частота вращения ротора двигателя под нагрузкой всегда меньше синхронной из-за скольжения ротора относительно вращающегося магнитного поля. В каталоге на электродвигатели указана синхронная и асинхронная частоты вращения ротора при номинальной нагрузке. Асинхронная частота вращения является расчетной при определении общего передаточного числа привода. Выбор частоты вращения ротора двигателя нужно производить так, чтобы передаточные числа отдельных ступеней привода находились в рекомендуемых пределах, приведенных в табл. 4.

Средние значения передаточных чисел передач механического привода

Таблица 4

Тип передачи	Передаточное число
Ременная	2...4
<b>Зубчатая:</b>	
цилиндрическая (закрытая)	2,8...6,3
коническая (закрытая)	2,5...4,5
<b>Червячная закрытая:</b>	
с однозаходным червяком	30...63
с двухзаходным червяком	15...30
с четырехзаходным червяком	8...15

Из каталога необходимо выписать следующие данные выбранного электродвигателя: тип и его условное обозначение (маркировку), номинальную мощность  $P_{\delta}$  (кВт), асинхронную частоту вращения  $n_{\delta}$  ( $\text{мин}^{-1}$ ), коэффициенты перегрузки при пуске двигателя  $K = \frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$  и максимальный  $K_M = \frac{T_{макс}}{T_{ном}}$ , а также основные размеры двигателя, используемые при проектировании привода.

По принятой частоте вращения работы двигателя  $n_{\delta}$  и заданной частоте вращения выходного вала  $n_{вых} = \frac{30 \cdot \omega_{вых}}{\pi}$  для выбранной кинематической схемы привода следует уточнить общее передаточное число

$$u_{\Sigma} = \frac{n_{\delta}}{n_{вых}}$$

С учетом кинематической схемы привода  $u_{\Sigma}$  разбивают по отдельным ступеням:

для заданий 1, 2, 3, 5, 6 и 7  $u_{\Sigma} = u_{рем} \cdot u_{ред}$ ,  
а для остальных заданий -  $u_{\Sigma} = u_{ред} \cdot u_{оп}$ ,

где  $u_{рем}$  - передаточное число ременной передачи;  
 $u_{ред}$  - передаточное число редуктора;  
 $u_{оп}$  - передаточное число открытой зубчатой передачи.

С целью уменьшения габаритов привода, необходимо  $u_{рем}$  принимать в соответствии с рекомендацией табл. 4. В общем случае для передач с клиновыми и поликлиновыми ремнями допускается  $u_{рем} \leq 6$ .

Если поставлено условие придерживаться стандартных значений для зубчатых цилиндрических передач, то оно должно быть выбрано из ряда по ГОСТ 2185-66:

- 1-й ряд: 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0;...(предпочтительный ряд).
- 2-й ряд: 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0;...

**Разбивка передаточного числа редуктора  $u_{ред}$  на передаточное число быст-  
 роходной ступени  $u_B$  и передаточное число тихоходной ступени  $u_T$**

В заданиях 4 и 7 необходимо в составе привода спроектировать одноступенчатый червячный редуктор, а во всех остальных заданиях в приводах используются различные схемы двухступенчатых редукторов.

Разбивка  $u_{ред}$  выполняется по рекомендациям, приведенным в таблице 5.

Распределение  $u_{ред}$  двухступенчатых редукторов по ступеням

Таблица 5

Редуктор	Схема	$u_T$	$u_B$
Двухступенчатый по развернутой схеме		$0,88\sqrt{u_{ред}}$	$u_{ред} / u_T$
Двухступенчатый соосный		$0,9\sqrt{u_{ред}}$	$u_{ред} / u_T$
Коническо-цилиндрический		$0,63\sqrt[3]{u_{ред}^2}$	$u_{ред} / u_T$

Примечание. На приведенных в таблице схемах редукторов обозначено:

- 1 – входной вал;
- 2 – промежуточный вал;
- 3 – выходной вал.

Передаточное число двухступенчатого редуктора равно  $u_{ред} = u_B \cdot u_T$ ,

где -  $u_B$  - передаточное число быстроходной ступени;

$u_T$  - передаточное число тихоходной ступени.

### **Определение мощностей, крутящих моментов и угловых скоростей (частот вращения) для всех валов привода**

Обычно мощность выбранного двигателя не равна мощности на входе, т. е.  $P_d \neq P_{ex}$ . В общем случае при постоянной нагрузке имеет место следующее соотношение:  $1,08 \cdot P_{ex} \geq P_d \geq P_{ex}$ , а при переменной –  $1,12 \cdot P_{ex} \geq P_d \geq P_{ex}$ . Чаше встречаются случаи, когда  $P_d > P_{ex}$ . Возникает вопрос о том, по какой мощности следует вести расчеты, то ли по  $P_{ex}$ , то ли по  $P_d$ ? В принципе возможны случаи, когда при  $P_d > P_{ex}$  в приводе может быть реализована мощность больше чем требуемая, но в большинстве же случаев это не так, и обычно расчеты ведутся по  $P_{ex}$ .

Студентам при выполнении курсового проекта рекомендуется расчеты вести по потребной мощности на валу двигателя  $P_{ex} = P_{вых} / \eta_{\Sigma}$ .

Результаты расчета мощностей, крутящих моментов и угловых скоростей (частот вращения) для всех валов привода сводятся в таблицу (см. таблицу 6).

Формулы для расчета  $P_i$ ,  $n_i$ ,  $\omega_i$  и  $T_i$

Таблица 6

Валы	$u_i$	$\eta_i$	$P_i$ , кВт	$n_i$ , мин <sup>-1</sup>	$\omega_i$ , с <sup>-1</sup>	$T_i$ , кНм
1			$P_1 = P_{ex}$	$n_1 = n_d$	$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$	$T_1 = P_1 / \omega_1$
2	$u_{12}$	$\eta_{12}$	$P_2 = P_1 \cdot \eta_{12}$	$n_2 = n_1 \cdot u_{12}$	$\omega_2 = \omega_1 \cdot u_{12}$	$T_2 = P_2 / \omega_2$
3	$u_{23}$	$\eta_{23}$	$P_3 = P_2 \cdot \eta_{23}$	$n_3 = n_2 \cdot u_{23}$	$\omega_3 = \omega_2 \cdot u_{23}$	$T_3 = P_3 / \omega_3$
4	$u_{34}$	$\eta_{34}$	$P_4 = P_3 \cdot \eta_{34} = P_{вых}$	$n_4 = n_3 \cdot u_{34}$	$\omega_4 = \omega_3 \cdot u_{34}$	$T_4 = P_4 / \omega_4$

В приведенной таблице 6 вал 1, это всегда вал электродвигателя. В ряде заданий (4, 6, 8, 9, 10) валы соединяются через муфты. В этих случаях обе части вала под общим номером на схемах (см. Приложение 1) обозначены одинаковыми цифрами, но номер второй половины вала – со штрихом, например, в задании 4, вал двигателя и входной вал редуктора соединены муфтой, при этом вал двигателя обозначен номером 1, а входной вал редуктора – номером 1'. В таких случаях таблицу необходимо дополнить строками для отражения в них значений мощности и крутящих моментов на валах, обозначенных номерами со штрихами (например, 1', 2' и т. д.). Разумеется, что  $\omega_{i'} = \omega_i$ ;  $n_{i'} = n_i$ ;  $P_{i'} =$

$$P_i \cdot \eta_{\text{муфты}}; \quad T_i' = T_i \cdot \eta_{\text{муфты}}$$

### **Проектирование ременной передачи**

Исходными данными для расчета ременных передач являются: потребная мощность на валу двигателя  $P_{\text{вх}}$ , частота вращения двигателя  $n_{\text{д}}$ , передаточное число  $u_{\text{рем}}$ , число смен работы (в курсовом проекте рекомендуется принимать односменную работу передачи). В заданиях 4, 8, 9, и 10 приводы не содержат ременную передачу. В заданиях 1 и 5 необходимо спроектировать поликлиновую, а в остальных заданиях (2, 3, 6, и 7) – клиноременную передачу. В [3], [4], [5] и [8] приведены методические указания по расчету ременных передач и приводятся примеры расчета. Так, например, в [5, стр. 34 - 37] приведены примеры расчета *клиновой передачи (Пример 1) и поликлиновой (Пример 2)*.

### **Проектирование зубчатой передачи**

Методика и последовательность проектирования зубчатых цилиндрических, конических и червячных передач с примерами расчета в численном виде изложены в соответствующих разделах [1-4].

Проектный расчет открытой зубчатой передачи выполняется из условия прочности зубьев на изгиб  $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ . Это обусловлено тем, что открытая зубчатая передача работает в условиях плохой смазки. При этом поверхностные трещины не успевают развиваться. Передача выходит из строя в результате абразивного износа зубьев с возможным их изломом. В результате проектного расчета определяют модуль зубчатых колес  $m$ , а числа зубьев – просто принимаются.

Проектный расчет закрытой зубчатой и червячной передач обычно выполняется из условия контактной прочности зубьев  $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ . Закрытая зубчатая передача работает в условиях хорошей смазки и практически не изнашивается. Такая передача выходит из строя из-за усталостного выкрашивания рабочих поверхностей зубьев. Из проектного расчета зубчатой передачи определяют диаметр шестерни  $d_1$  (либо межцентровое расстояние  $a_w$  для червячной передачи), а модуль зубчатых колес – просто принимается по эмпирической зависимости от  $a_w$ .

Критерии, по которым ведется проектный расчет различных зубчатых и червячных передач, а также информация о примерах таких расчетов приведены в таблице 7.

После выполнения проектного расчета зубчатых передач по соответствующим условиям прочности, студент должен выполнить расчет геометрических параметров зубчатых колес и зацепления с учетом требований стандартов.

## Критерии расчета передач

Таблица 7

Передача		Проектный расчет		Примеры расчета из [5]
		Условие прочности	Результат расчета	
Открытая зубчатая		$\sigma_F \leq [\sigma_F]$	$m$	с. 126 - 129 (пример 4)
Закрытая зубчатая	цилиндрическая	$\sigma_H \leq [\sigma_H]$	$d_1$	с. 118 - 121 (пример 1)
	коническая	$\sigma_H \leq [\sigma_H]$	$d_1$	с. 121 - 124 (пример 2)
Червячная		$\sigma_H \leq [\sigma_H]$	$a_w$	с. 131 - 133 (пример 6)

### Проектирование валов

Проектирование вала выполняется в несколько этапов:

- определение среднего диаметра вала из расчета на кручение по заниженным допускаемым напряжениям  $[\tau]$ ;
- конструирование вала (при этом определяются длины и диаметры участков вала);
- определение внешних сил, действующих на вал (силы в зацеплении зубчатых колес, силы давления ремня на вал, реакции опор и т. д.);
- построение эпюр изгибающих и крутящего моментов и определение эквивалентных моментов в опасных сечениях вала;
- уточнение диаметров участков вала из расчета по эквивалентным напряжениям;
- уточнение конструкции вала;
- проверочный (окончательный) расчет вала на выносливость.

Валы подвержены действию крутящих и изгибающих моментов, а иногда так же и продольных растягивающих или сжимающих сил, причем напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, а напряжения кручения – по отнулевому (так условно принято).

При проектном расчете валов известны крутящие моменты и частоты вращения, а изгибающие моменты неизвестны, так как неизвестны осевые размеры валов. Поэтому перед разработкой конструкции вала определяют средний диаметр вала из расчета на кручение по заниженным допускаемым напряжениям  $[\tau]$

$$d_i = \sqrt[3]{T_i / (0,2 \cdot [\tau])},$$

где -  $[\tau] = (15...20)$  МПа.

После определения среднего диаметра вала, размеров зубчатых колес и шкивов ременной передачи, выполняют эскизную компоновку редуктора, в процессе которой разрабатывают основу конструкции вала.

*Примечание:* конструкцию вала можно разработать, приняв, например, для входного вала диаметр конца вала равным  $d \approx d_{эл} = d_1$ . Для выходного вала редуктора размеры конца вала можно принять по размерам выбранной стандартной муфты [5, с. 268 – 272].

Основы конструирования вала приведены в [5, с. 177 - 181], [7, с. 158 - 164].

На рисунке 1 приведен пример разработки конструкции вала, для которого диаметр концевой участка был принят равным  $d = 28$  мм. На этом конце вала установлен ведомый шкив клиноременной передачи. Длина концевой участка вала равна длине ступице шкива, которая была принята равной ширине обода шкива. На рисунке сделаны увеличенные выноски характерных конструктивных элементов вала со ссылками на источник [5]. Аналогичные рекомендации содержатся и в [7].

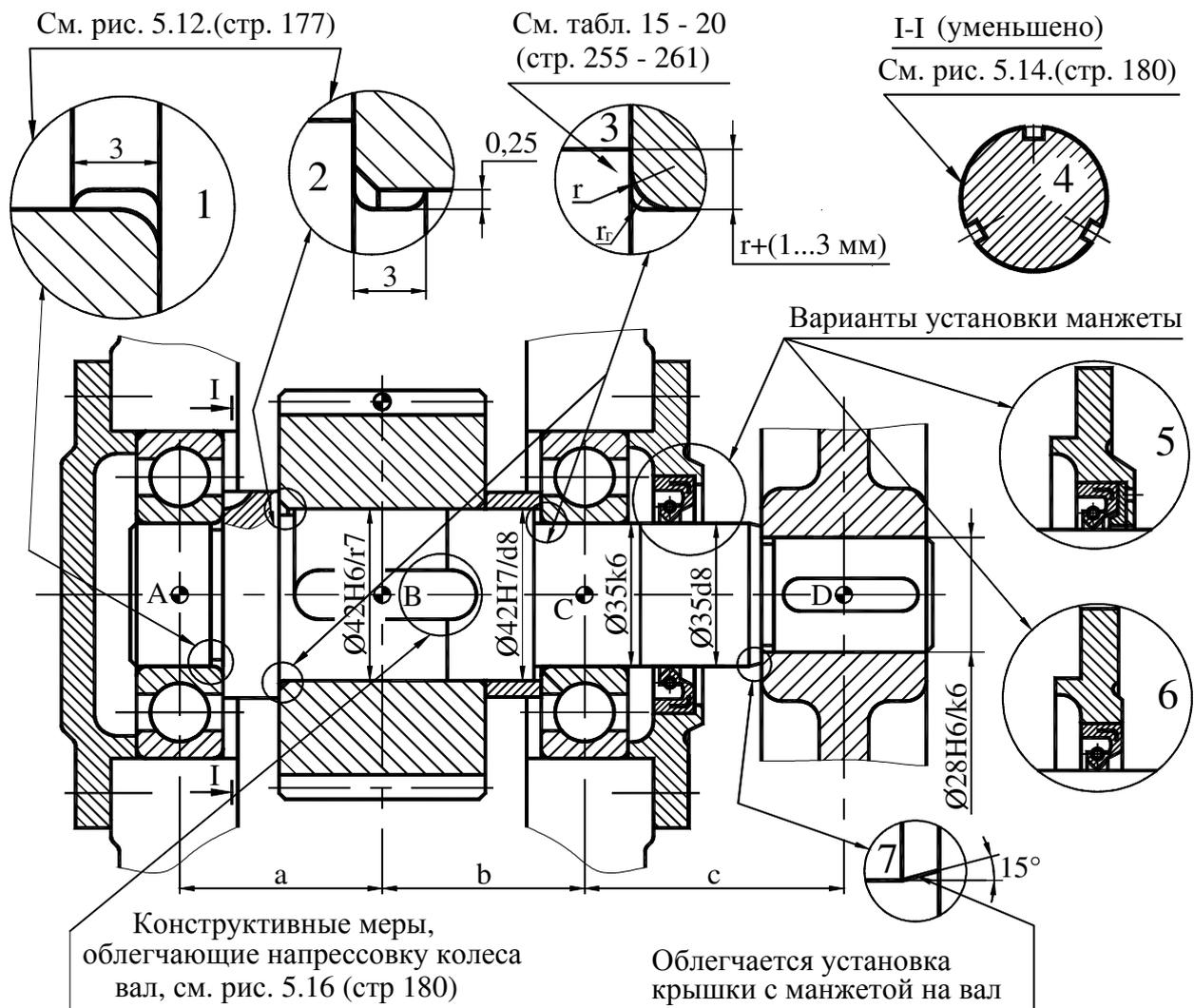


Рис. 1. Пример конструкции входного вала редуктора одноступенчатого цилиндрического редуктора

## *Эскизная компоновка редуктора*

Эскизная компоновка редуктора является важным этапом проектирования редуктора в целом и его отдельных деталей (валы, зубчатые колеса, корпус, крышки и др.). Исходными параметрами для выполнения эскизной компоновки являются диаметры зубчатых колес, ширина зубчатых венцов, длины ступиц, межцентровые расстояния, диаметры валов и др. Уровень детализации при выполнении эскизной компоновки может быть различным. В простейшем варианте валы, например, могут изображаться гладкими (бесступечатыми). Для опытного конструктора обычно достаточно иметь для дальнейшей работы упрощенную компоновку, так как главной целью компоновки является определение осевых размеров валов. Студентам рекомендуется выполнять более детальную компоновку, на которой валы изображаются ступенчатыми.

Эскизную компоновку редуктора обычно выполняют на миллиметровке в масштабе 1:1. Основные положения и методика выполнения эскизной компоновки с примерами компоновки различных редукторов и примерами их конструкций содержатся в [5, с. 136 - 168]. Примеры эскизных компоновок распространенных редукторов приведены в Приложении к этим указаниям.

Получив осевые размеры валов с эскизной компоновки редуктора, составляют расчетные схемы валов и производят их расчет на сложное сопротивление (кручение и изгиб) [5, с. 169 – 177].

Общие рекомендации по конструированию валов, а также ссылки на методическую литературу даны в [5, с. 177 – 181; 7, с. 158 – 164].

Проверочный расчет тихоходного вала на выносливость производят только после выполнения рабочего чертежа, по которому могут быть оценены концентраторы напряжений, снижающие усталостную прочность вала. Методика и последовательность выполнения расчета вала на выносливость представлены в [1, с. 275-279; 2, с. 263-266; 5, с. 181 - 185]. Пример проверочного расчета вала приведен в [5, с. 188 – 189].

Расчет подшипников качения валов в задании производят по динамической грузоподъемности. При этом используют значения реакций, полученные при расчете вала на сложное сопротивление. Методика и порядок расчета подшипников качения приведены в методических пособиях [2, с. 332 -341; 5, с. 196 – 203; 7, с. 101 - 112].

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гузенков П.Г. Детали машин. - М.: Высш. шк., 1986.
2. Иванов М.Н. Детали машин. - М.: Высш. шк., 1984.
3. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. Ч. 1, - 2-е изд., перераб. и доп. - Харьков: Выща шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1987.
4. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. Ч. 2. - 2-е изд., перераб. и доп. - Харьков: Выща шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1988.
5. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. 3-е изд., перераб. и доп. - Харьков: Выща шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1991.
6. Иванов М.Н., Иванов В.Н., Детали машин. Курсовое проектирование. - М.: Высш. шк., 1975.
7. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. - М.: Высш. шк., 1985, 1998.
8. Курсовое проектирование деталей машин / Под ред. Кудрявцева В. Н. – Л.: Машиностроение, 1984.

**Задания на курсовой проект по деталям машин**

Задание 1

Спроектировать привод конвейера, состоящий из электродвигателя, поликлиновой передачи и двухступенчатого цилиндрического редуктора. Значения крутящего момента  $T_{\text{ВЫХ}}$  и угловой скорости  $\omega_{\text{ВЫХ}}$  на выходном валу редуктора, а также срока службы редуктора  $L_h$  приведены в таблице 1.

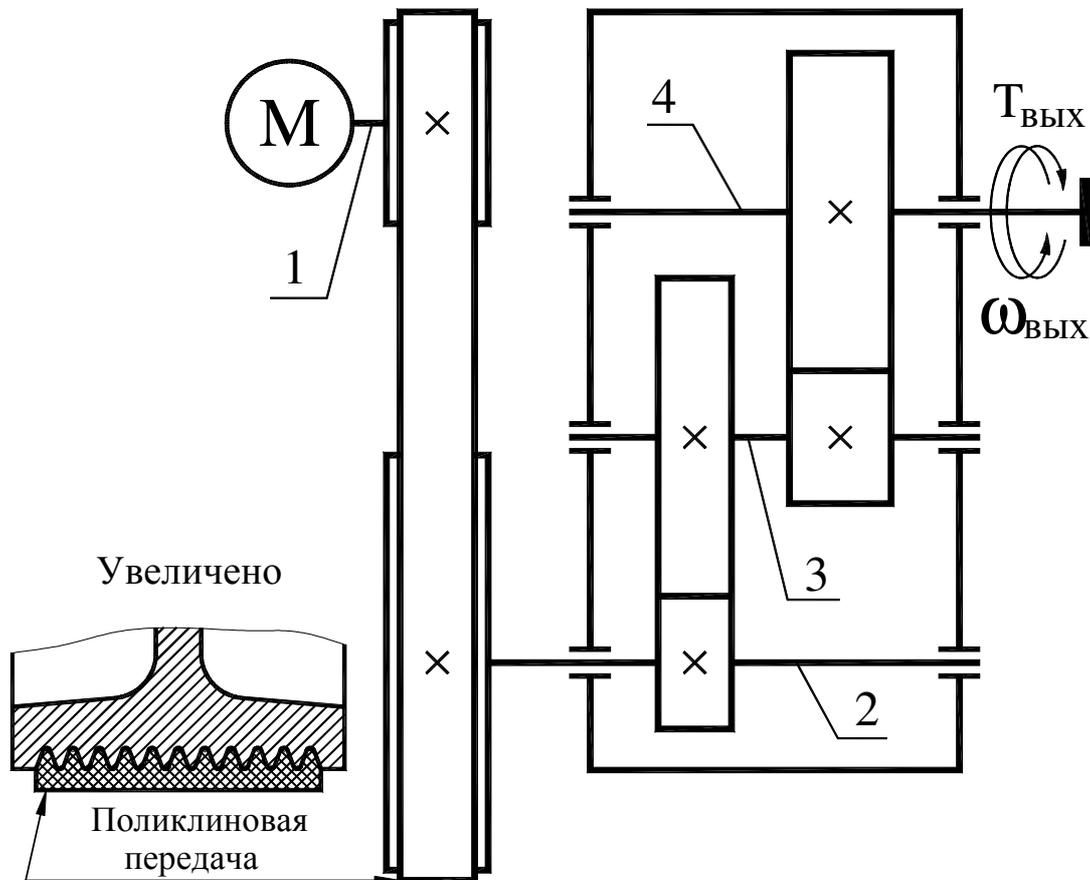


Таблица 1

Параметры	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$T_{\text{ВЫХ}}$ , кНм	0,6	1,2	2,0	1,8	1,0	0,8	1,0	0,6	0,6	1,0
$\omega_{\text{ВЫХ}}$ , $\text{с}^{-1}$	3,0	2,5	2,8	3,2	4,0	4,2	3,4	4,1	3,6	3,5
$L_h$ , тыс. час.	12	14	16	18	15	20	18	17	13	19

## Задание 2

Спроектировать привод ленточного конвейера, состоящий из электродвигателя, клиноременной передачи и коническо-цилиндрического редуктора. Значения окружной силы  $F_t$ , окружной скорости  $V$ , диаметра барабана  $D$ , срока службы редуктора  $L_h$  приведены в таблице 2.

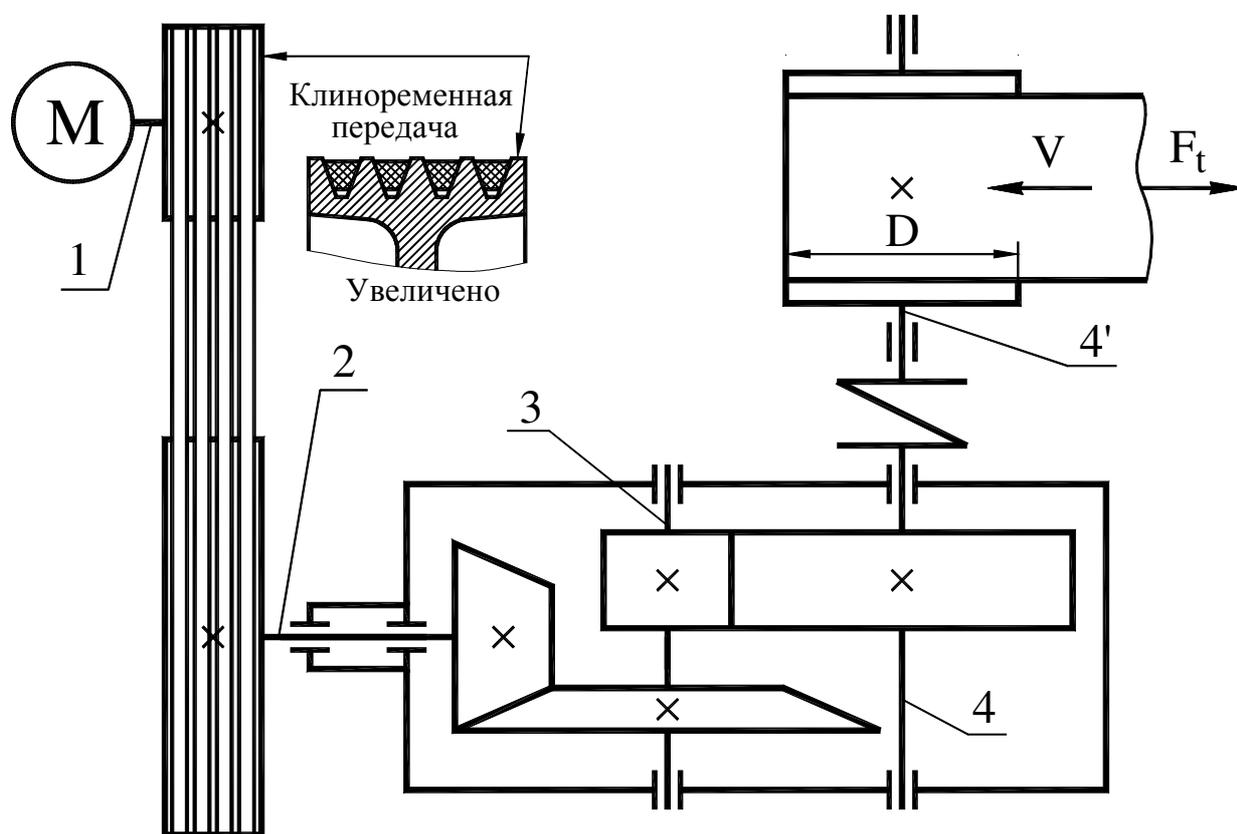


Таблица 2

Параметры	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$F_t$ , кН	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	3,6	3,8	4,2	4,5
$V$ , м/с	1,1	1,2	1,0	1,15	1,25	0,8	0,75	0,85	0,9	1,0
$D$ , м	0,30	0,40	0,32	0,27	0,35	0,28	0,28	0,33	0,30	0,25
$L_h$ , тыс. час.	16	18	20	14	15	17	19	13	22	20

### Задание 3

Спроектировать привод конвейера, состоящий из электродвигателя, клиноременной передачи и соосного цилиндрического редуктора. Значения крутящего момента  $T_{\text{ВЫХ}}$  и угловой скорости  $\omega_{\text{ВЫХ}}$  на выходном валу редуктора, а также срока службы редуктора  $L_h$  приведены в таблице 3.

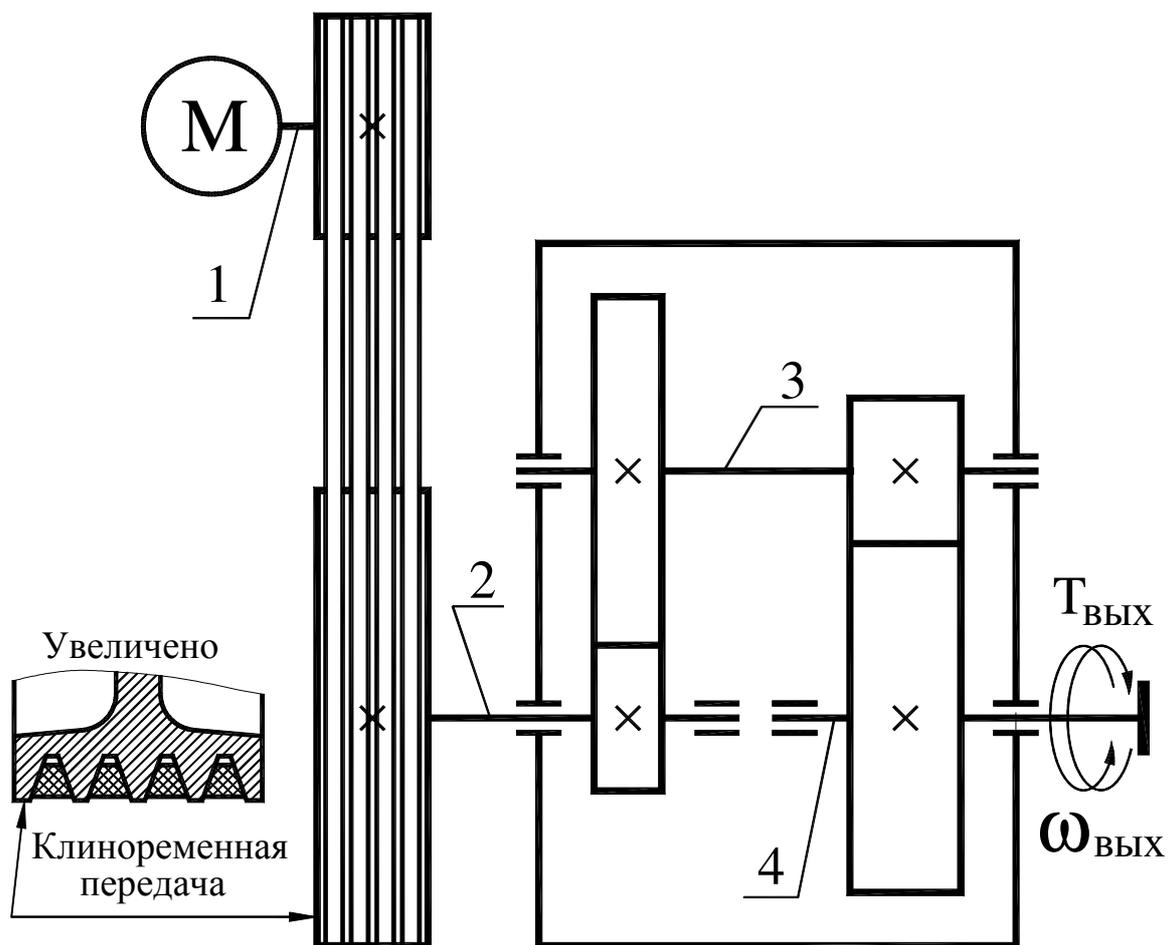


Таблица 3

Параметры	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$T_{\text{ВЫХ}}$ , кНм	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	0,8	0,6	0,8	0,6
$\omega_{\text{ВЫХ}}$ , с <sup>-1</sup>	3,2	3,5	3,8	4,1	4,4	4,7	5,0	5,3	5,6	5,9
$L_h$ , тыс. час.	20	18	16	20	18	16	20	18	16	14

### Задание 4

Спроектировать привод конвейера, состоящий из электродвигателя, червячного редуктора и открытой зубчатой передачи. Значения крутящего момента  $T_{\text{ВЫХ}}$  и частоты вращения  $n_{\text{ВЫХ}}$  выходного вала редуктора, а также срока службы редуктора  $L_h$  приведены в таблице 4.

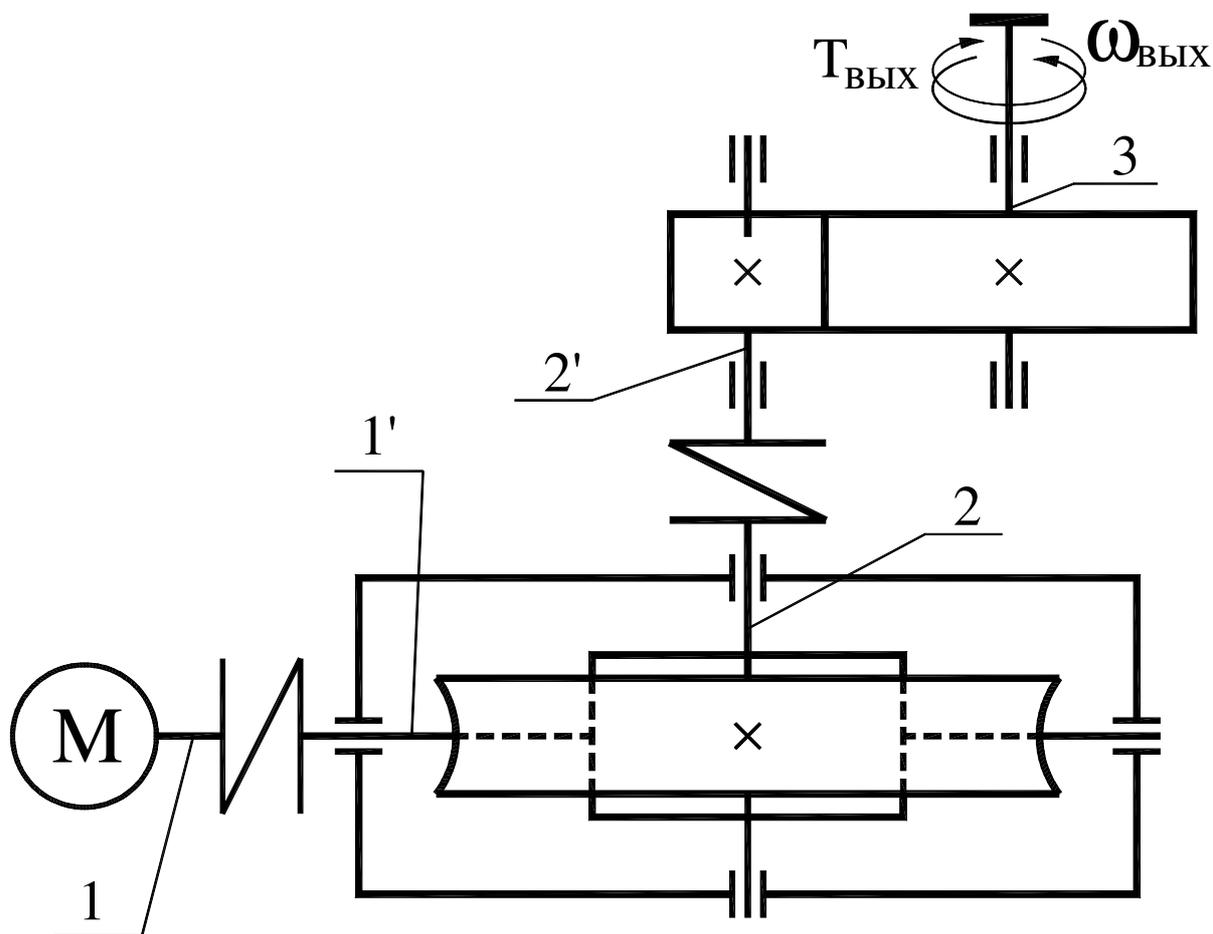


Таблица 4

Параметры	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$T_{\text{ВЫХ}}$ , кНм	6,0	12	20	18	10	8,0	10	6,0	6,0	10
$n_{\text{ВЫХ}}$ , мин <sup>-1</sup>	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8
$L_h$ , тыс. час.	10	11	12	13	14	10	11	12	13	14

### Задание 5

Спроектировать привод погрузчика, состоящий из электродвигателя, поликлиновой передачи и двухступенчатого редуктора с раздвоенной быстроходной ступенью. Значения крутящего момента  $T_{\text{ВЫХ}}$  и угловой скорости  $\omega_{\text{ВЫХ}}$  на выходном валу редуктора, а также срока службы редуктора  $L_h$  приведены в таблице 5.

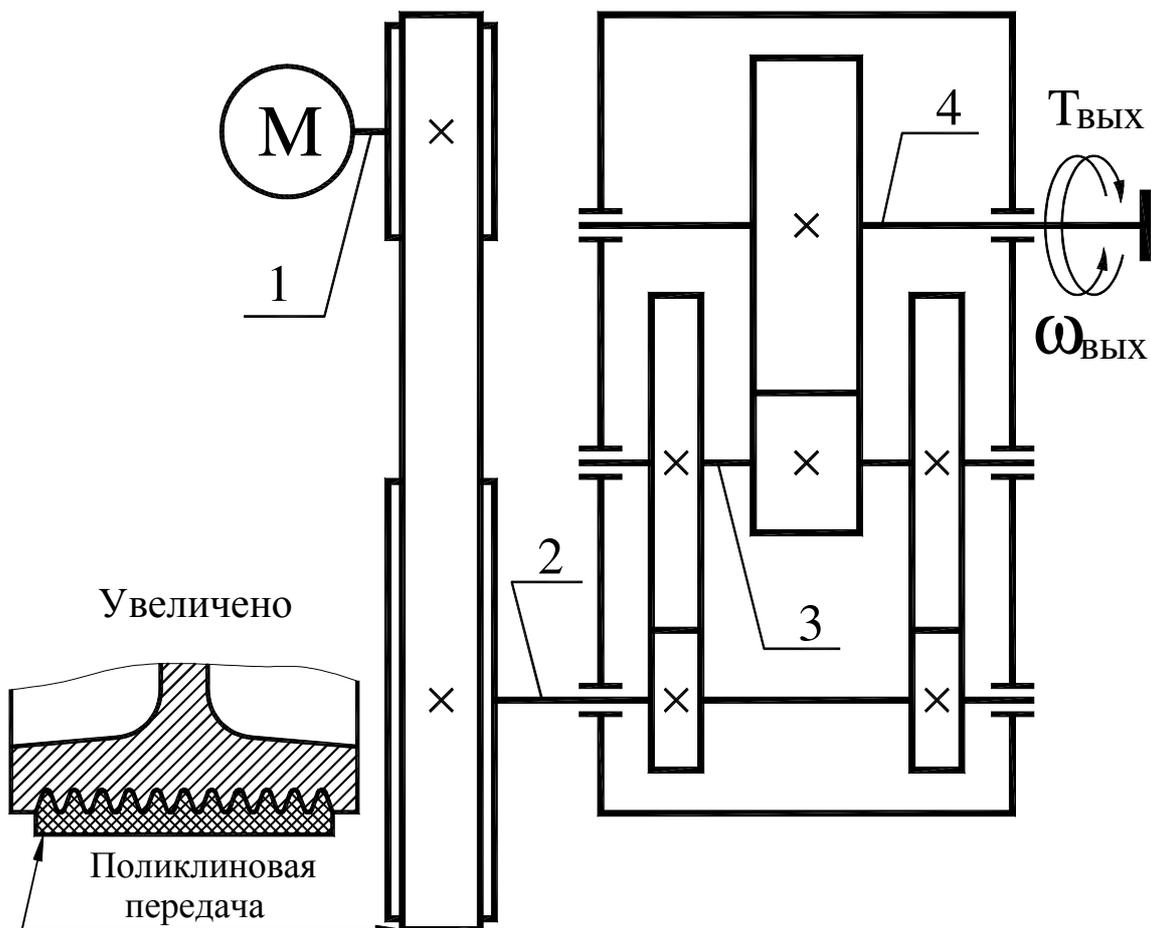


Таблица 5

Параметры	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$T_{\text{ВЫХ}}$ , кНм	0,2	1,5	2,0	2,2	3,4	0,6	0,5	1,0	1,8	2,8
$\omega_{\text{ВЫХ}}$ , с <sup>-1</sup>	3,2	2,8	2,5	2,3	2,6	2,8	2,6	2,2	2,7	3,1
$L_h$ , тыс. час.	20	25	24	23	22	21	16	14	12	26

## Задание 6

Спроектировать привод ленточного конвейера, состоящий из электродвигателя, клиноременной передачи и двухступенчатого редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью. Значения окружной силы  $F_t$ , окружной скорости  $V$ , диаметр барабана  $D$ , а также срока службы редуктора  $L_h$  приведены в таблице 6.

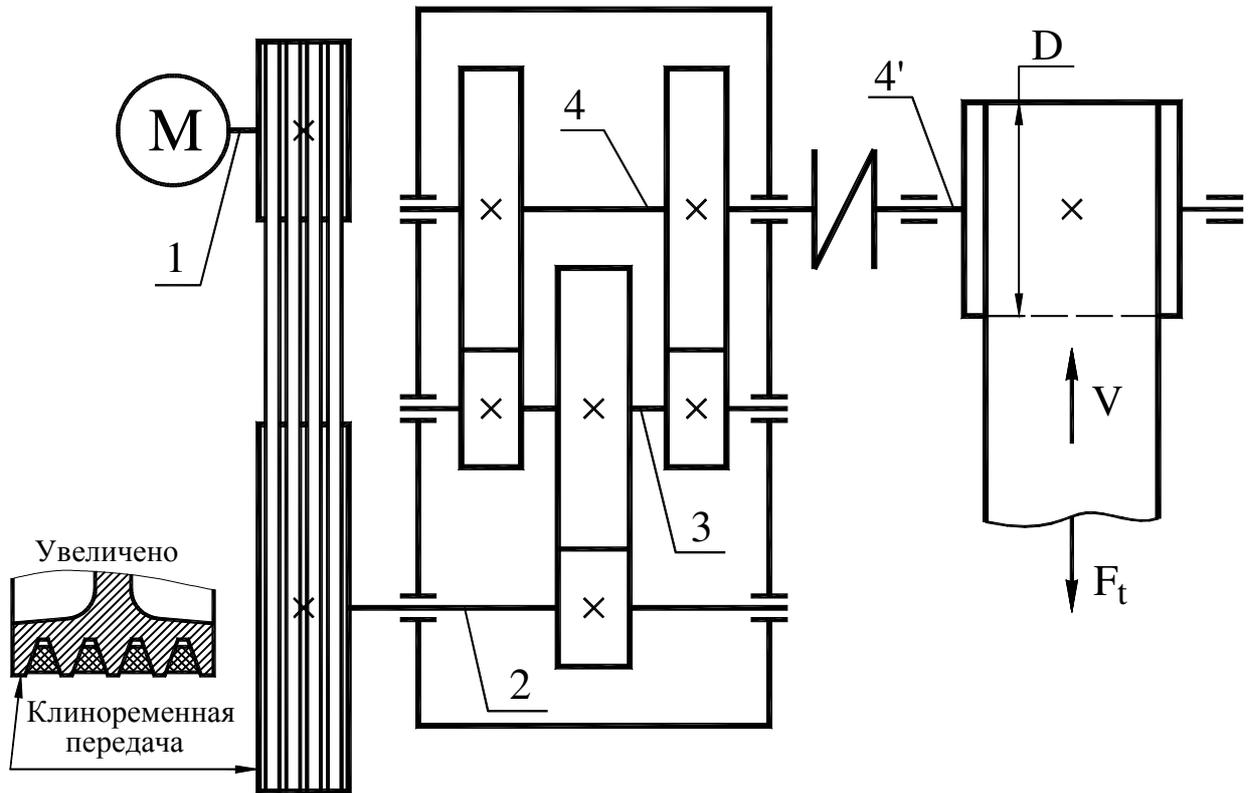


Таблица 6

Параметры	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$F_t$ , кН	6,0	5,0	7,5	6,5	4,0	8,0	9,0	11,0	7,0	10,5
$V$ , м/с	0,7	0,8	0,5	0,75	0,85	0,6	0,55	0,5	0,6	0,7
$D$ , м	0,40	0,30	0,25	0,27	0,40	0,32	0,25	0,30	0,25	0,30
$L_h$ , тыс. час.	10	11	12	13	14	15	16	17	18	20

### Задание 7

Спроектировать привод транспортера, состоящий из электродвигателя, клиноременной передачи и червячного редуктора. Значения крутящего момента  $T_{\text{ВЫХ}}$  и угловой скорости  $\omega_{\text{ВЫХ}}$  выходного вала, а также срока службы редуктора  $L_h$  приведены в таблице 7.

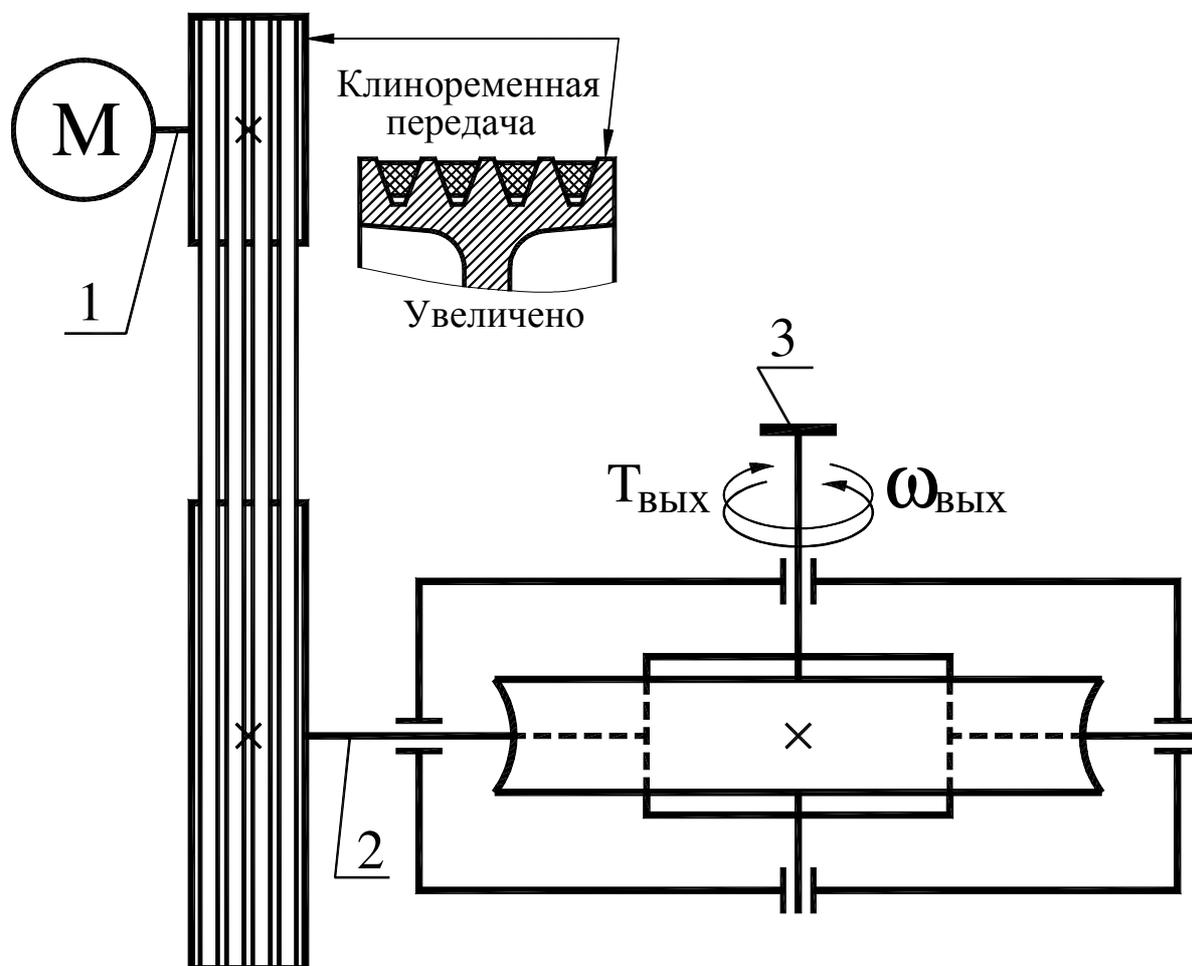


Таблица 7

Параметры	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$T_{\text{ВЫХ}}$ , кНм	0,2	0,08	0,04	0,08	0,4	0,2	0,1	0,05	0,08	0,08
$\omega_{\text{ВЫХ}}$ , $\text{с}^{-1}$	25	30	35	40	10	15	20	25	15	20
$L_h$ , тыс. час.	10	12	14	16	10	12	14	16	10	12

### Задание 8

Спроектировать привод транспортера, состоящий из электродвигателя, двухступенчатого цилиндрического редуктора и открытой зубчатой передачи. Значения крутящего момента  $T_{\text{ВЫХ}}$  и частоты вращения  $n_{\text{ВЫХ}}$  выходного вала, а также срока службы редуктора  $L_h$  и тип быстроходной ступени приведены в таблице 8.

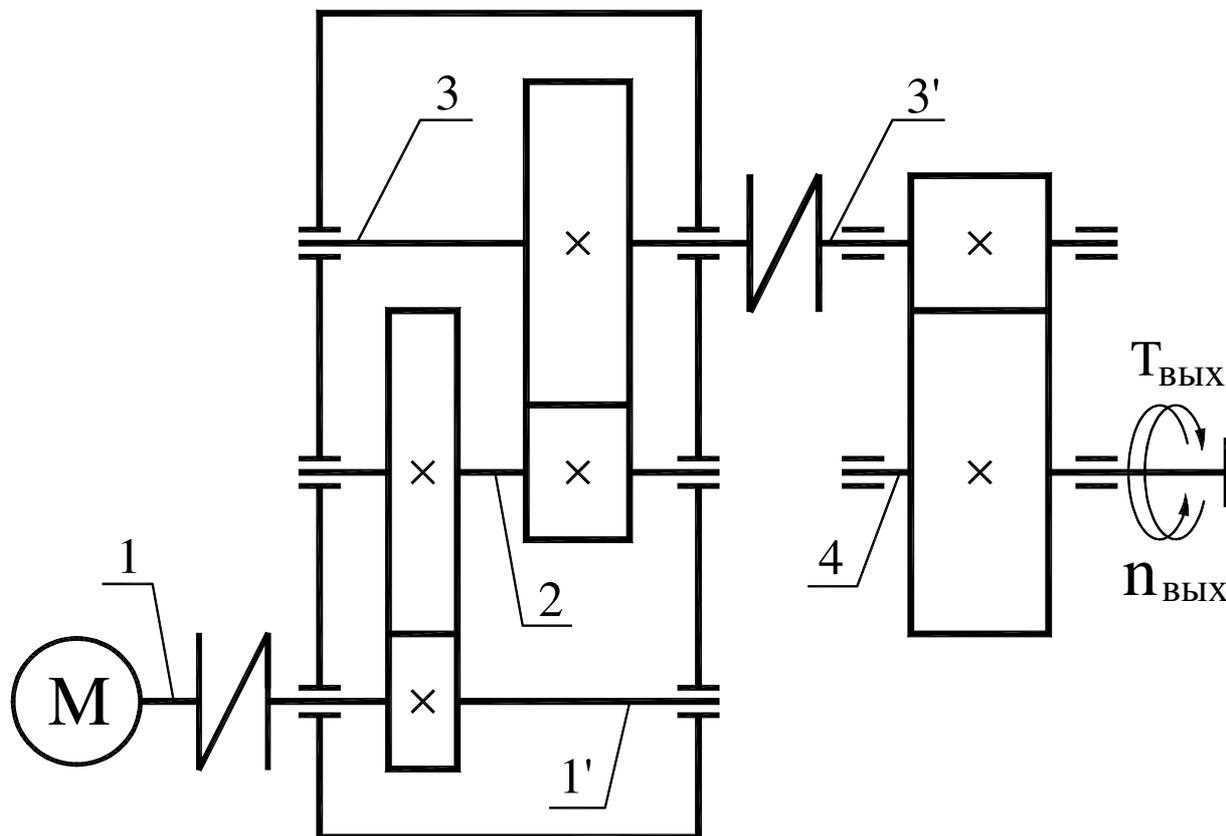


Таблица 8

Параметры	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$T_{\text{ВЫХ}}$ , кНм	0,95	0,9	0,85	0,81	0,79	0,76	1,11	1,26	0,72	0,53
$n_{\text{ВЫХ}}$ , мин <sup>-1</sup>	25	30	35	40	45	50	30	25	40	45
$L_h$ , тыс. час.	15	16	17	18	19	20	12	14	16	18
Тип перед.	прямозубая					косозубая				

### Задание 9

Спроектировать привод ленточного конвейера, состоящий из электродвигателя, открытой зубчатой передачи коническо-цилиндрического редуктора, муфты и приводного барабана. Значения окружной силы  $F_t$ , окружной скорости  $V$ , диаметра барабана  $D$  приведены в таблице 9. Срок службы редуктора 15 тыс. часов.

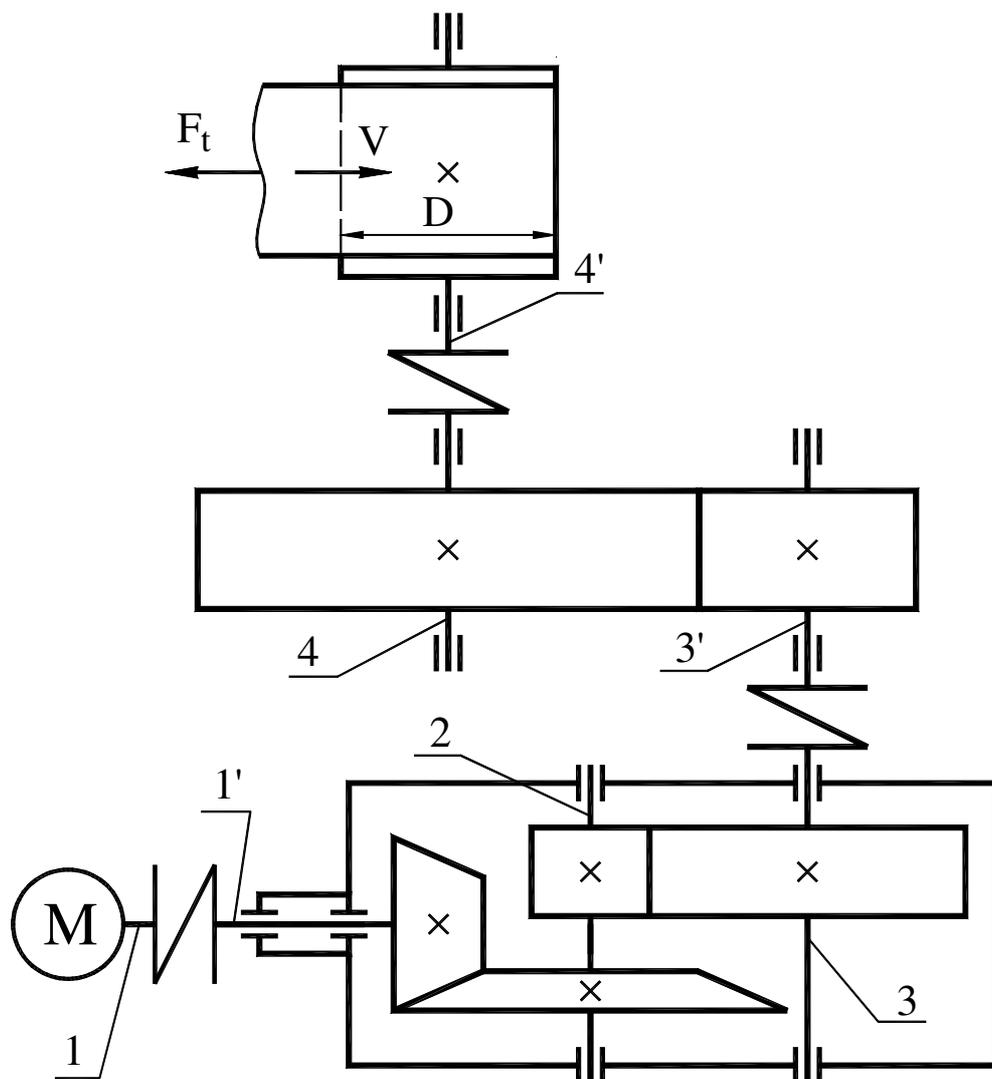


Таблица 9

Параметры	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$F_t$ , кН	4,0	5,0	6,0	3,5	4,0	8,0	7,0	6,0	8,2	7,0
$V$ , м/с	1,1	1,2	1,3	1,4	1,1	0,8	0,9	0,85	0,9	1,1
$D$ , м	0,30	0,40	0,32	0,28	0,30	0,30	0,40	0,40	0,35	0,30

### Задание 10

Спроектировать привод конвейера, состоящий из электродвигателя, открытой зубчатой передачи и соосного редуктора. Значения крутящего момента  $T_{\text{ВЫХ}}$  и частоты вращения  $n_{\text{ВЫХ}}$  выходного вала, а также срока службы редуктора  $L_h$  приведены в таблице 10.

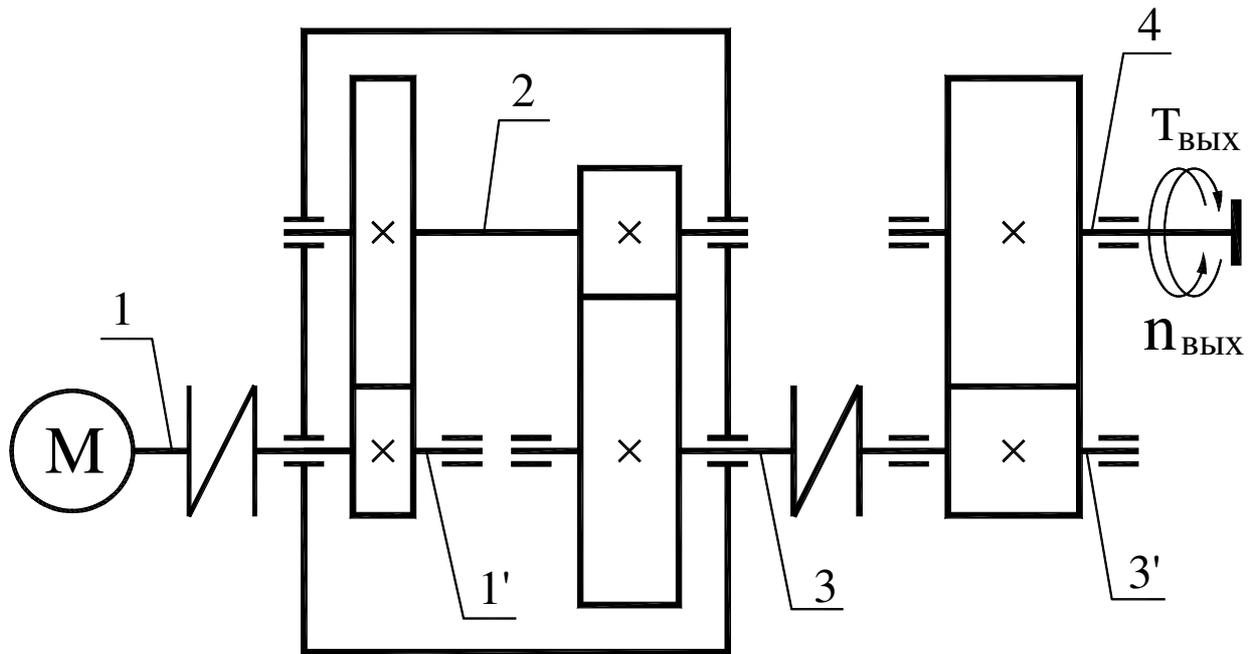


Таблица 10

Параметры	ВАРИАНТЫ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$T_{\text{ВЫХ}}$ , кНм	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1	0,12	0,14	0,08	0,08
$n_{\text{ВЫХ}}$ , мин <sup>-1</sup>	60	55	50	45	40	35	30	35	40	45
$L_h$ , тыс. час.	12	12	12	12	12	16	16	16	16	16