

Лабораторная работа № 1

СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ПО ЕЁ МАКЕТУ И РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДА

Цель работы – изучить условные обозначения кинематических пар в соответствии с ГОСТ 2.700-68, 2.780-68, 2.781-68, 2.782-68 и научиться составлять структурную и кинематическую схемы коробки передач по макетам.

Задание

По макету коробки передач необходимо:

1. Составить кинематическую схему коробки передач и уравнение кинематического баланса.
2. Построить структурную сетку коробки передач.
3. Рассчитать частоты вращения выходного вала коробки передач и определить диапазон регулирования.
4. Составить отчет о выполненной работе.

Теоретические положения

Под кинематической схемой станка понимают условное обозначение кинематических цепей, построенных в одной плоскости чертежа.

По ГОСТ 2.703-68 на кинематической схеме изображают совокупность элементов и их соединений, все кинематические связи между парами (ременными, зубчатыми и др.) и с источником движения. При этом допускается перенос элементов на поле схемы вниз от их истинного расположения или поворот в удобные для изображения положения. В этих случаях сопряженные звенья пары соединяются штриховой линией. Геометрические оси элемента не изображаются. Подшипники на валу следует изображать в соответствии с табл. 1.

Расположенные на валу детали могут быть закреплены на нем неподвижно, вращаться или перемещаться вдоль оси. Передача движения от вала к валу условно изображается по ГОСТ 2.770-68 (табл. 2).

Таблица 1

Условное обозначение подшипников на кинематических схемах

Тип подшипника	Радиальный	Радиально-упорный односторонний	Радиально-упорный двусторонний	Упорный двусторонний
Без уточнения типа				
Скольжения				
Качения (шариковый)				
Качения (роликовый)				

Для настройки кинематической цепи необходимо составить уравнение кинематического баланса и определить передаточные отношения кинематических пар. Передаточным отношением называется отношение угловых скоростей ведомого $\omega_{\text{ВМ}}$ и ведущего $\omega_{\text{ВЩ}}$ валов

$$i = \omega_{\text{ВМ}} / \omega_{\text{ВЩ}}. \quad (1)$$

Передаточное отношение зубчатой цилиндрической или конической пары, а также цепной передачи определяется как

$$i = n_2 / n_1 = z_1 / z_2, \quad (2)$$

где n_1, n_2 – частота вращения ведомого и ведущего валов соответственно, мин^{-1} ;

z_1, z_2 – число зубьев ведущего и ведомого зубчатых колес соответственно.

Для червячной пары передаточное отношение

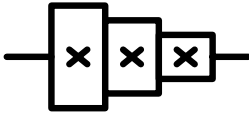
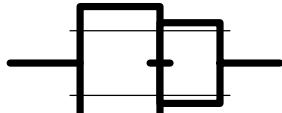
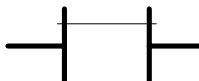
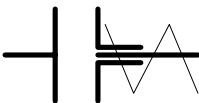

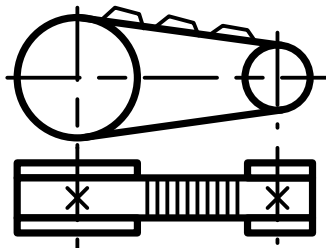
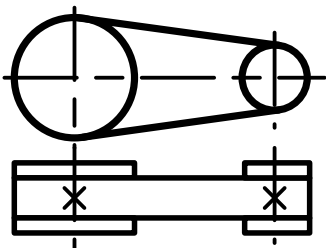
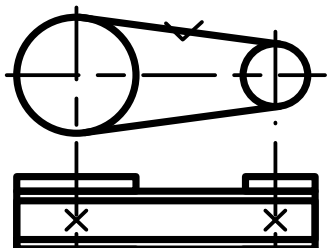
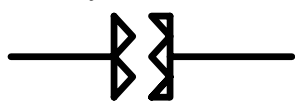


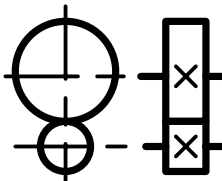
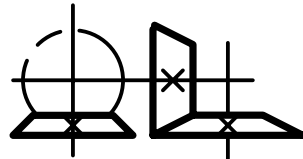
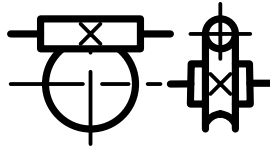
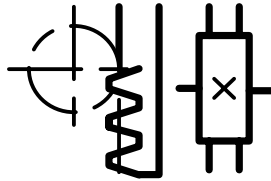
$$i = n_1 / n_2 = k / z, \quad (3)$$

где k – число заходов червяка;

z – число зубьев червячного колеса.

Таблица 2

Условные обозначения передач

1. Блоки зубчатых колес		
	Неподвижный 	Подвижный на шлицах 
2. Соединения валов:		
Глухое 	Предохранительной муфтой 	Шарнирное 
3. Ременные передачи		
С зубчатым ремнем 	С плоским ремнем 	С клиновым ремнем 
4. Муфты		
Кулачковая 	Односторонняя электромагнитная 	Фрикционная 
5. Зубчатые передачи		
	Цилиндрическая 	Коническая 
	Червячная 	Реечная 

Для реечной передачи рассчитывается длина прямолинейного перемещения рейки за один оборот зубчатого колеса

$$i = P \cdot z = \pi \cdot m \cdot z, \quad (4)$$

где $P = \pi \cdot m$ – шаг зуба рейки, мм;

z, m – число зубьев и модуль реечного колеса соответственно, мм.

В станках применяют ступенчатый и бесступенчатый приводы, эксплуатационные возможности которых характеризуются диапазоном регулирования.

При конструировании станка должна быть обеспечена требуемая условиями резания частота вращения шпинделя в диапазоне от n_{min} до n_{max} и любая подача от S_{min} до S_{max} .

Этим требованиям наиболее полно отвечают механизмы бесступенчатого регулирования, позволяющие получать любую частоту вращения и любую подачу в пределах диапазона регулирования. Однако бесступенчатые приводы значительно усложняют конструкцию и условия эксплуатации станка, а поэтому их применение ограничено.

Подавляющее большинство станков имеет ступенчатые ряды частот вращения и подач, изменяющихся по геометрической прогрессии.

Знаменатель геометрической прогрессии ϕ при известном количестве частот вращения или подач z и диапазоне регулирования D находится по формуле

$$\phi = z^{-1} \sqrt[z]{D}. \quad (5)$$

Диапазон регулирования D определяется

$$D = n_{max} / n_{min}, \quad (6)$$

$$D = S_{max} / S_{min}. \quad (7)$$

Значение ϕ округляется до стандартного значения: 1,12; 1,26; 1,41; 1,58; 1,78; 2,0.

Если известны $\phi, z, n_{max}, n_{min}$, то можно определить любые промежуточные значения частот по общей формуле

$$n_i = n_{i-1} \cdot \phi, \quad (8)$$

где n_i, n_{i-1} – последующая и предшествующая частоты вращения в геометрическом ряду.

Из формул (5) и (6) следует $n_{max} = n_{min} \cdot \phi^{z-1}. \quad (9)$

Аналогично вычисляют частоту двойных ходов исполнительного органа с прямолинейным главным рабочим движением и подачи.

Предельные значения частот двойных ходов исполнительного органа рассчитываются по формулам

$$n_{min} = \left(\frac{V_{0min}}{L_{max}} \right) \left(1 + \frac{V_{0min}}{V_{min}} \right)^{-1}, \quad (10)$$

$$n_{max} = \left(\frac{V_{0max}}{L_{min}} \right) \left(1 + \frac{V_{0max}}{V_{max}} \right)^{-1}, \quad (11)$$

где V_{0min} , V_{0max} , L_{max} , L_{min} – соответственно максимальная и минимальная скорости холостого хода (м/мин) и длина (м) перемещения органа (суппорта, ползуна и др.);

V_{min} , V_{max} – минимальная и максимальная скорости рабочего хода исполнительного органа, м/мин.

Составление уравнений кинематического баланса цепи

Уравнение кинематического баланса связывает расчетные перемещения конечных звеньев кинематических цепей, которые могут иметь как

вращательное, так и прямолинейное движение.

Если начальное и конечное звенья имеют вращательное движение, то уравнение кинематического баланса в общем виде запишется

$$n_n \cdot i_{кц} = n_k, \quad (12)$$

где n_n и n_k – частоты вращения соответственно начального и конечного звеньев, мин⁻¹;

$i_{кц}$ – передаточное отношение кинематической цепи.

Уравнение кинематического баланса для цепи, у которой начальное звено имеет вращательное движение, а конечное – прямолинейное, имеет следующий общий вид:

$$n_n \cdot i_{кц} \cdot H = S_k, \quad (13)$$

где H – ход кинематической пары, преобразующей вращательное движение в прямолинейное, мм/об;

S_k – линейное перемещение конечного звена, мм/с.

Величина хода H равна перемещению прямолинейно движущегося звена за один оборот вращающегося звена.

Для пары винт-гайка ход прямолинейно движущегося звена

$$H = k \cdot t_{\text{в}},$$

где $t_{\text{в}}$ – шаг ходового винта, мм;

k – число заходов винта.

Для реечной передачи

$$H = \pi \cdot m \cdot z,$$

где m – модуль зацепления, мм;

z – число зубьев реечного колеса.

Построение структурных сеток коробок передач

Для расчета передаточных отношений кинематических пар нужно построить структурную сетку привода. Для этого необходимо по кинематической схеме определить количество скоростей привода, групповые передачи и характеристики групповых передач. Количество скоростей привода z находим количеством различных частот вращения (скоростей подач), которые обеспечивают данный привод.

Под групповой передачей (или группой передач) понимают совокупность зубчатых пар, муфт, с помощью которых передают скорости с одного вала на другой. Каждая групповая передача характеризуется количеством передач (обозначаемые P_a, P_b, P_c), а также характеристикой X . Характеристикой групповых передач называют количество скоростей (частот вращения, двойных ходов, подач), кинематически предшествующих рассматриваемой группе. Между числом скоростей z привода и количеством передач в группах P_a, P_b, P_c имеется определенная связь, по характеру которой коробки передач делятся на множительные и сложенные.

Множительными коробками передач, или структурами, называют такие коробки, для которых число скоростей z получается перемножением количества передач, имеющих в каждой групповой передаче, входящих в состав коробки. Структурная формула для множительных коробок передач записывается как

$$z = P_a \cdot P_b \dots P_k,$$

где, например, для коробки скоростей, представленной на рис. 1, характерна множительная структура, и число скоростей в этом случае будет равно $z = P_a \cdot P_b \cdot P_c = 3 \cdot 3 \cdot 2 = 12$.

где P_a, P_b, P_c – первая, вторая и третья групповые передачи соответственно; B_1, B_2, B_3 – подвижные блоки шестерен.

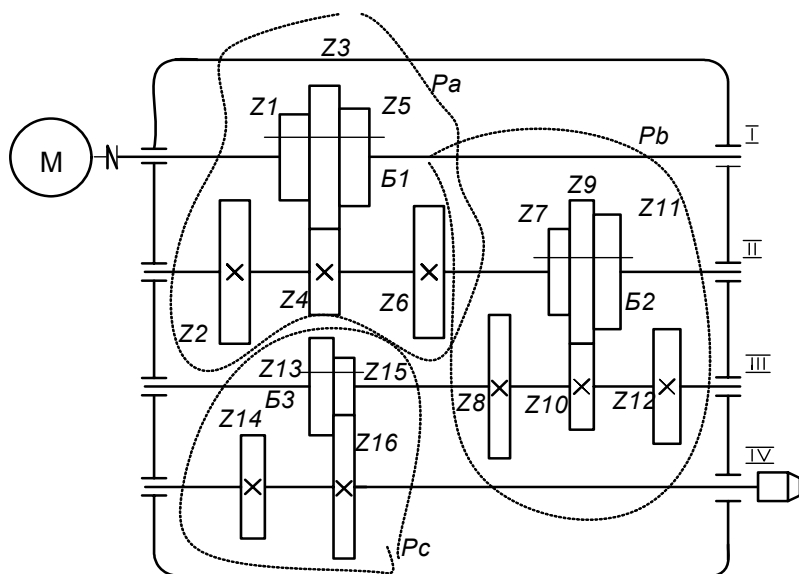


Рис. 1. Коробка скоростей с множительной структурой

Восемнадцать скоростей на выходном валу IV получается следующим образом: на вал I от электродвигателя передается одна скорость, с вала I на вал II – три скорости при помощи подвижного блока из трех шестерен через зубчатые

колеса $z_1 - z_2$ (когда блок B_1 находится в среднем положении), $z_5 - z_6$ (блок B_1 – в правом положении). Таким образом, вал II имеет три частоты вращения.

Благодаря групповой передаче P_b с вала II на вал III могут быть переданы три имеющиеся частоты вращения тремя путями (т.е. трижды) при помощи блока B_2 : через зубчатые колеса $z_7 - z_8, z_9 - z_{10}, z_{11} - z_{12}$. Таким образом, вал III имеет девять различных частот, определяемых произведением $P_a \cdot P_b = 3 \cdot 3 = 9$. За счет групповой передачи P_c девять частот, которые имеют вал III, могут передаваться на вал IV (шпиндель) дважды через зубчатые колеса $z_{13} - z_{14}$ и $z_{15} - z_{16}$ при помощи блока B_3 .

Характеристика групповой передачи P_a равна единице, так как этой передаче предшествует одна скорость (при условии, что электродвигатель M односкоростной). Характеристика обозначается буквой X. Тогда $X_1 = 1$.

Групповой передаче P_b предшествуют три скорости, т.е. $X_2 = 3$. Групповой передаче P_c предшествуют девять скоростей, т.е. $X_3 = 9$.

Построение структурной сетки (рис. 2) после определения числа скоростей z и характеристики X осуществляют следующим образом:

$$K = Ч!,$$

где Ч – число групповых передач в приводе.

В примере на рис. 1 групповых передач три: P_a, P_b, P_c . Следовательно, $K = Ч! = 3! = 1 \cdot 2 \cdot 3 = 6$;

- 2) строят возможные варианты структурных сеток и выбирают наиболее экономичный вариант.

Практикой проектирования коробок скоростей выявлено, что наиболее экономичен (наименьшие габаритные размеры, вес и др.) вариант с веерообразной структурной сеткой (см. рис. 2).

При выполнении лабораторной работы рассчитываются максимальная и минимальная частоты вращения шпинделя, диапазон регулирования, знаменатель геометрической прогрессии. Расчет частоты вращения шпинделя начинается с составления уравнения кинематического баланса по формулам (12) или (13).

Для коробки передач, изображенной на рис. 1, это соответствует формуле (12), и после подстановки в нее чисел зубьев зубчатых колес получим уравнение в развернутом виде: $n_k = n_n > I \text{ вал} < z_1 / z_2 \text{ или } z_3 / z_4 \text{ или } z_5 / z_6 > II \text{ вал} < z_7 / z_8 \text{ или } z_9 / z_{10} \text{ или } z_{11} / z_{12} > III \text{ вал} < z_{13} / z_{14} \text{ или } z_{15} / z_{16} > IV \text{ вал}.$

Диапазон регулирования и знаменатель геометрической прогрессии определяются по формулам (5)...(7).

Порядок выполнения работы

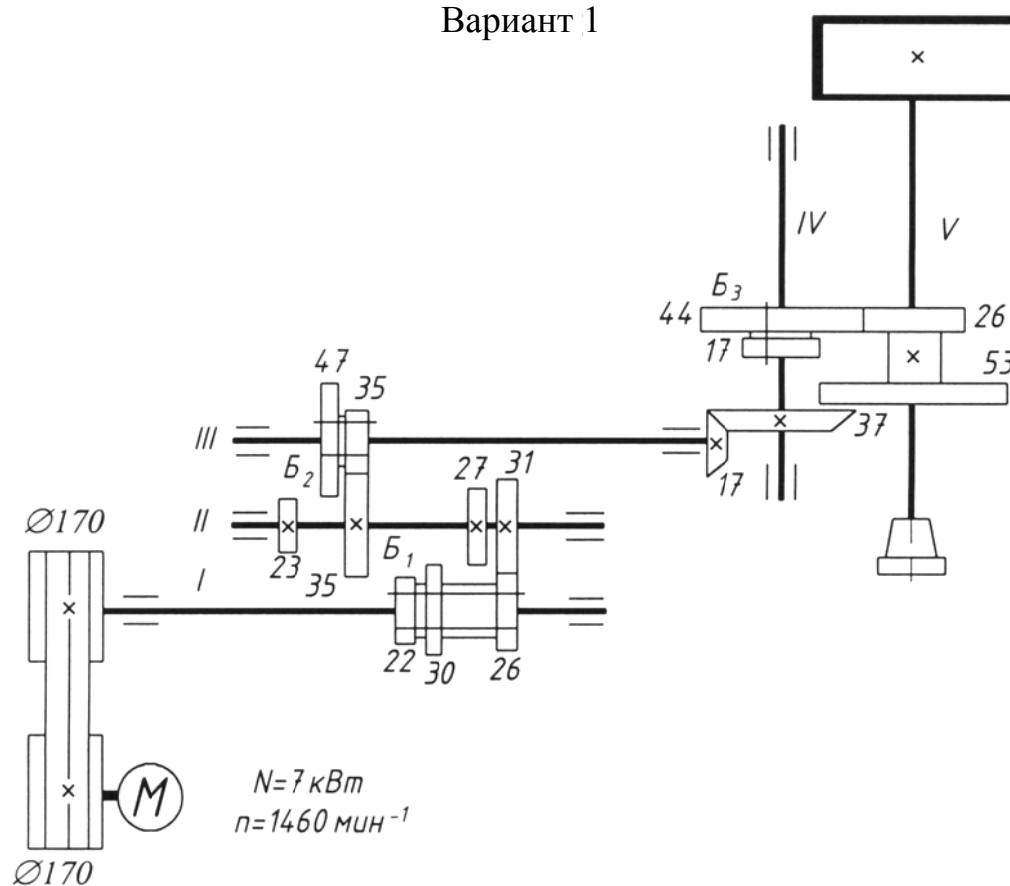
1. Преподавателем выдается макет коробки передач.
2. Изучить методические указания к данной работе.
3. Изучить устройство коробки передач по макету.
4. Составить кинематическую схему коробки передач с использованием этих указаний.
5. Составить уравнение кинематического баланса по формулам (12) или (13).
6. Построить структурную сетку коробки передач.
7. Оформить отчет.

Отчет о работе

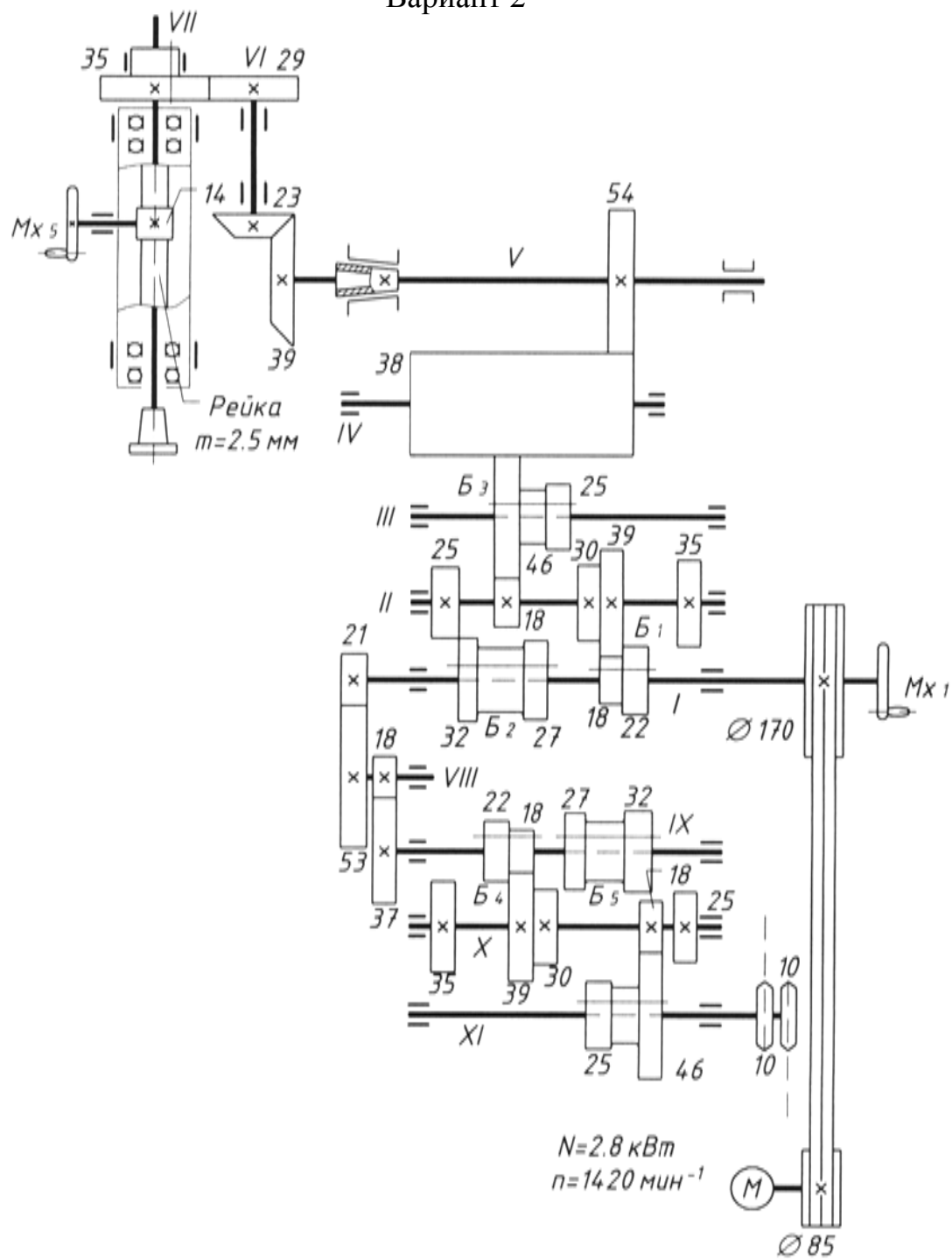
В отчёт необходимо включить:

1. Цель работы.
2. Вычерченную кинематическую схему коробки передач в соответствии с требованиями стандартов.
3. Структурную сетку коробки передач.
4. Уравнение кинематического баланса, в общем, и развернутом виде.
5. Расчёт частот вращения шпинделя, диапазона регулирования и знаменателя геометрической прогрессии.

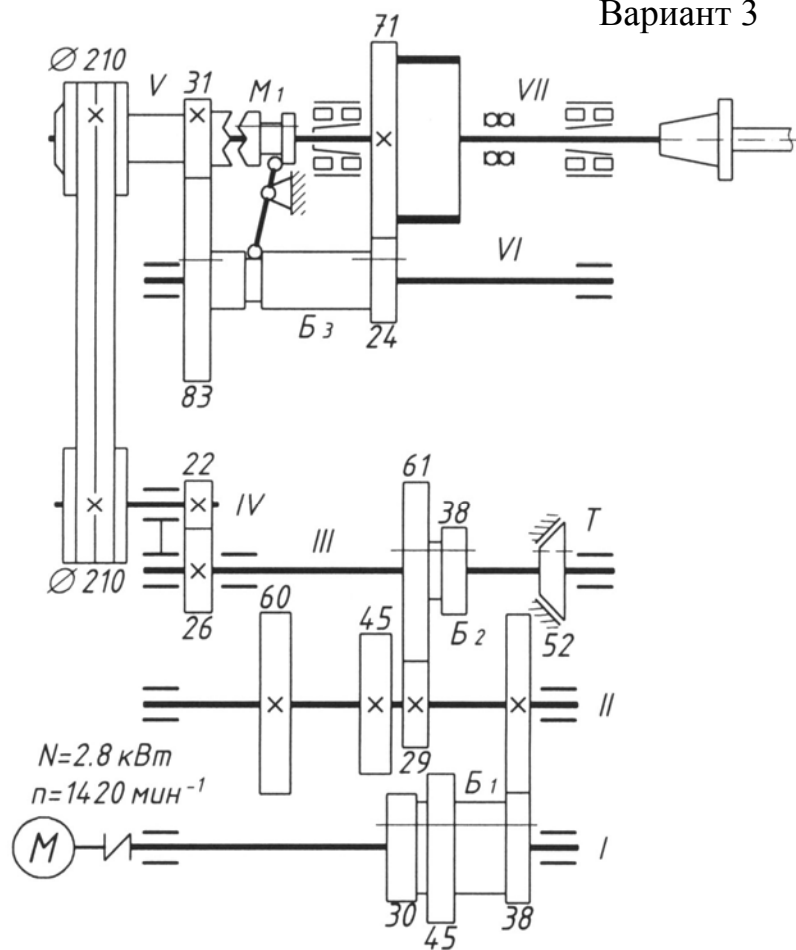
Вариант 1



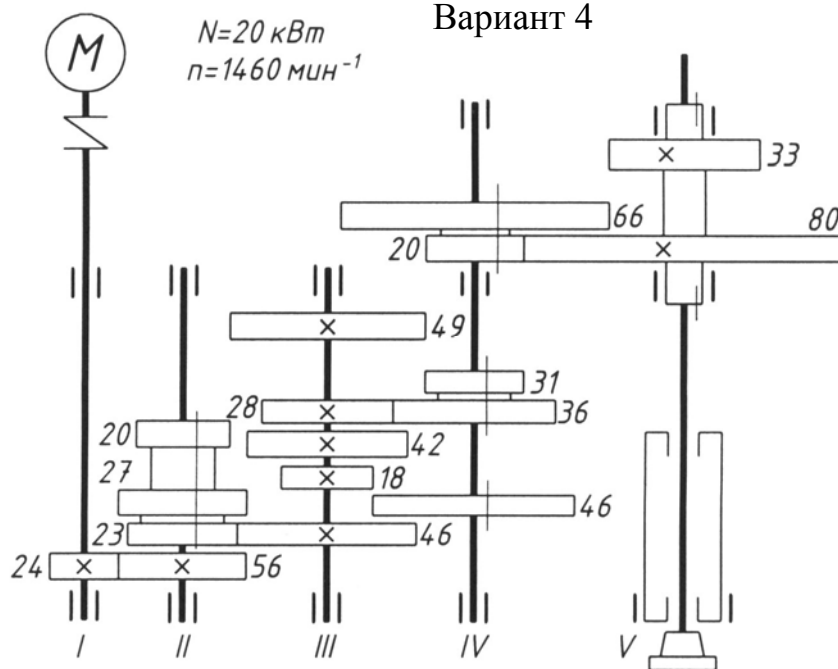
Вариант 2



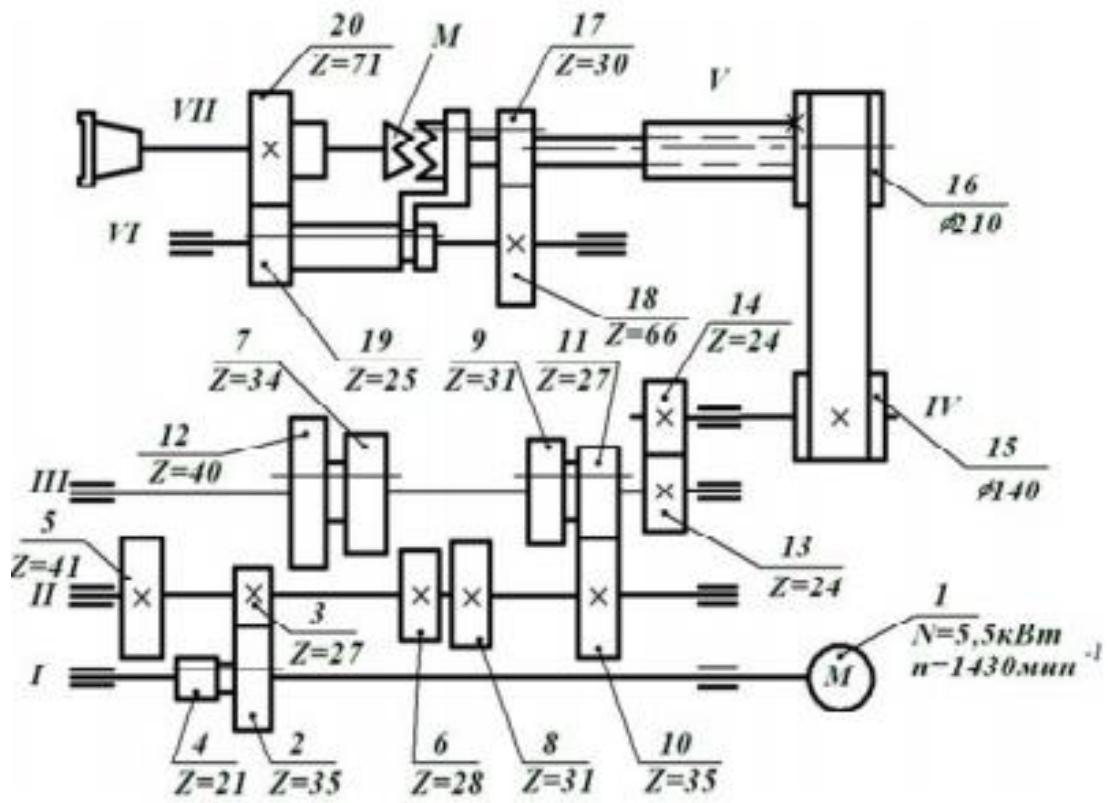
Вариант 3



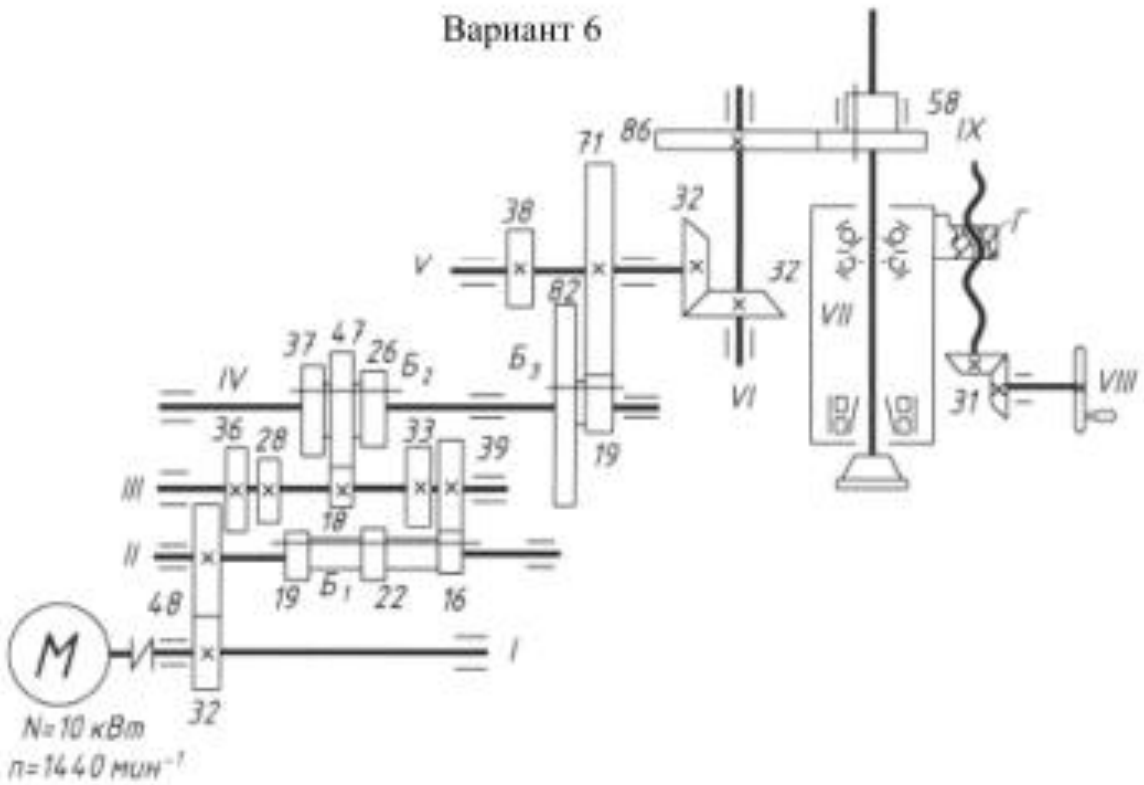
Вариант 4



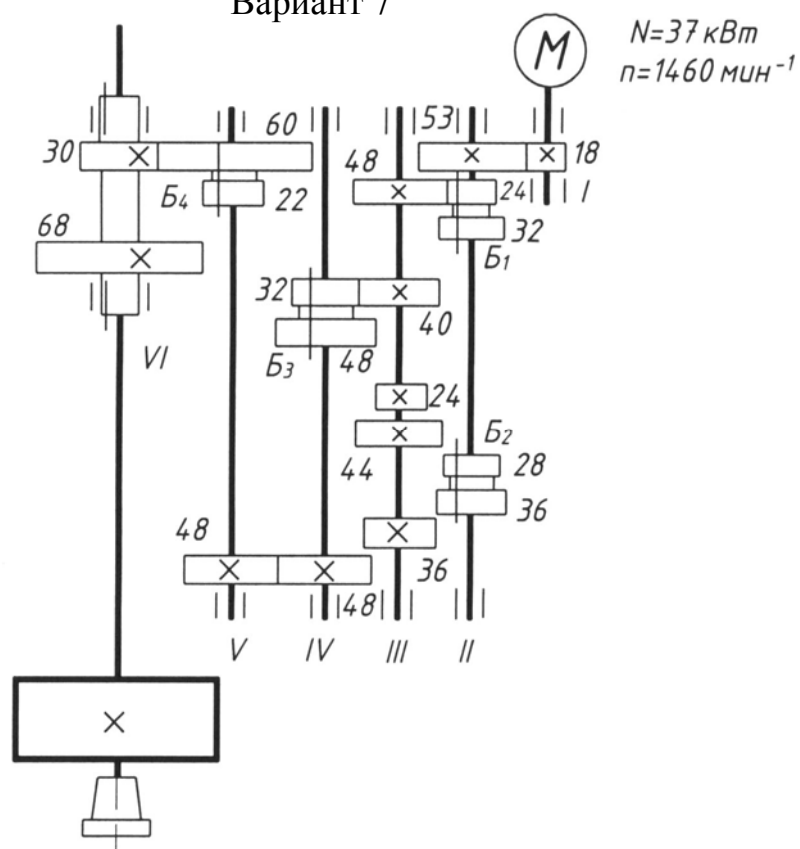
Вариант 5



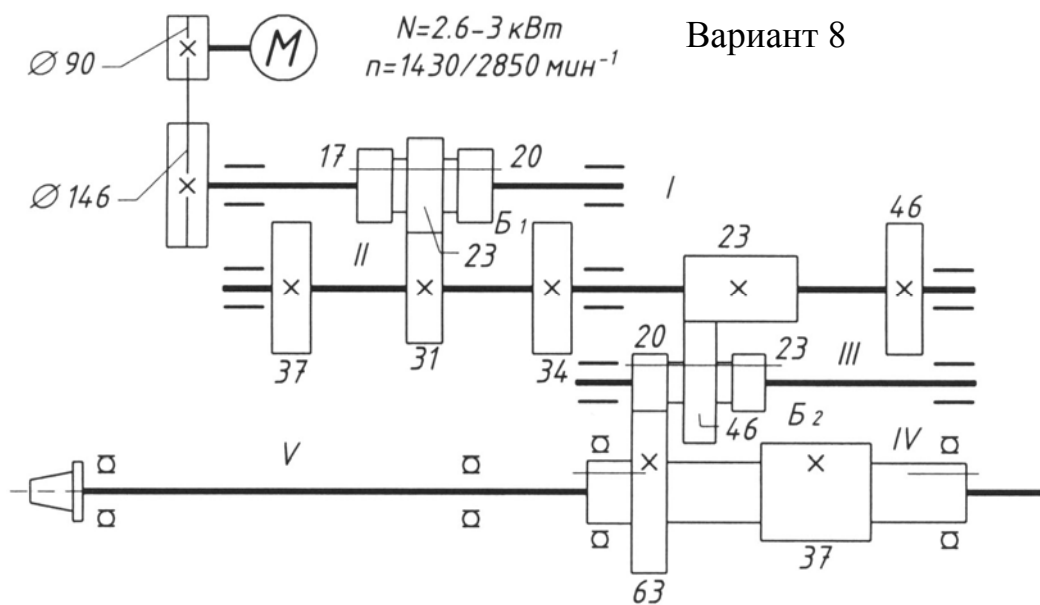
Вариант 6

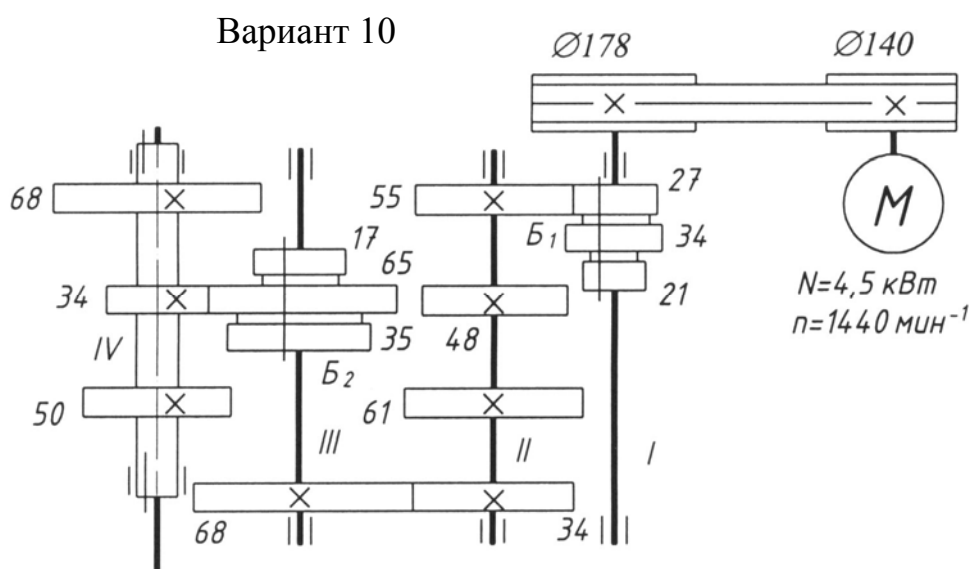
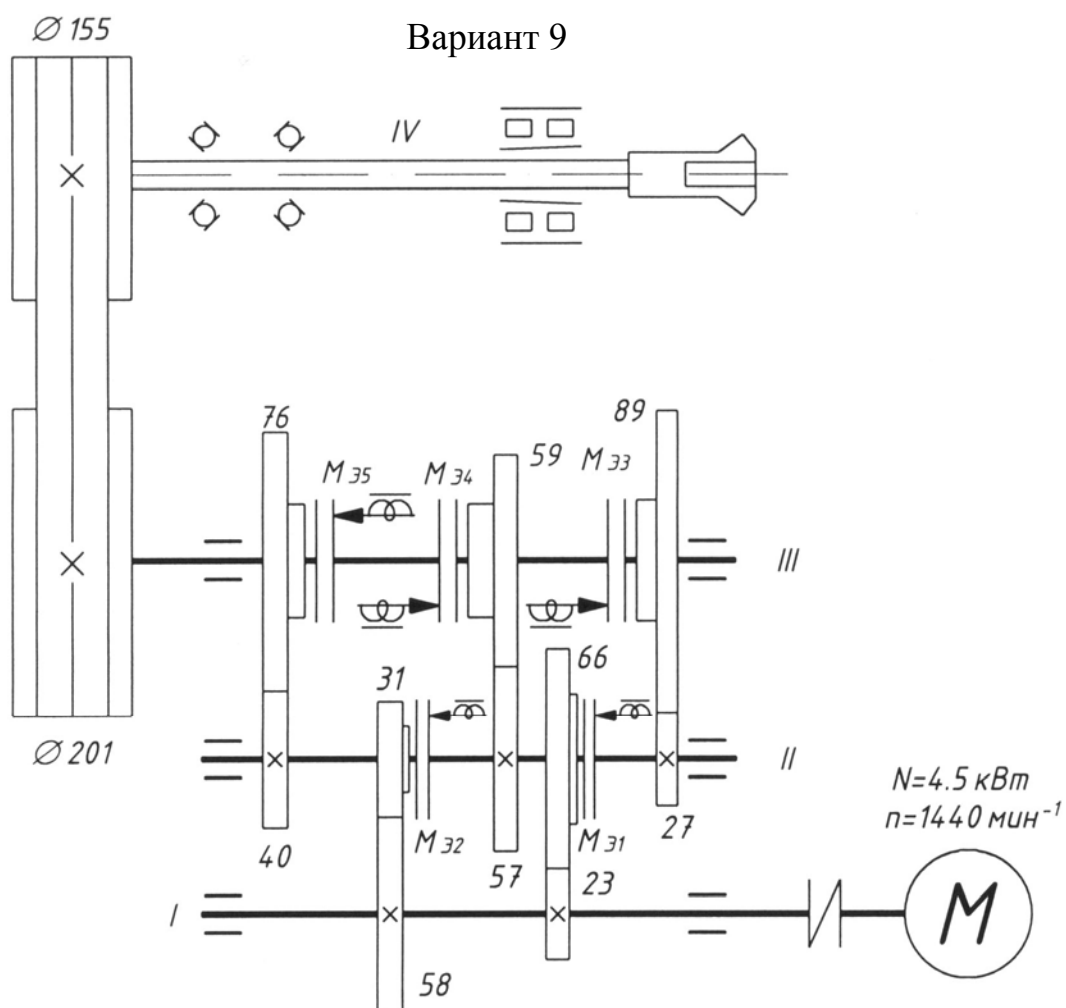


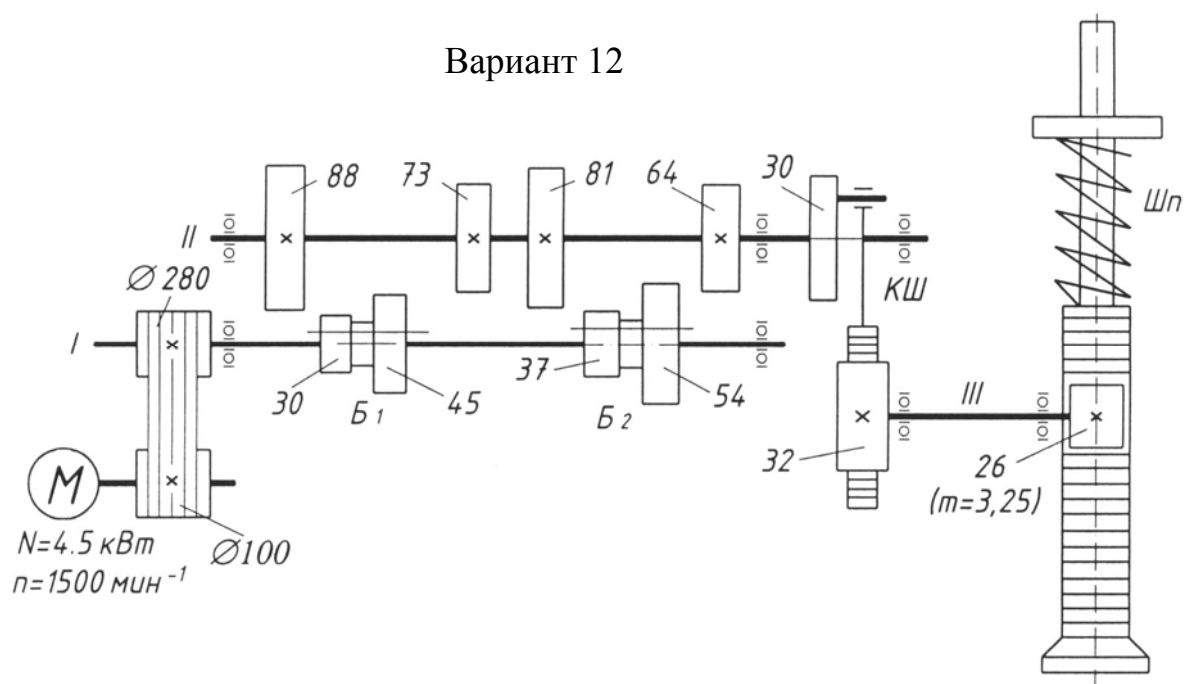
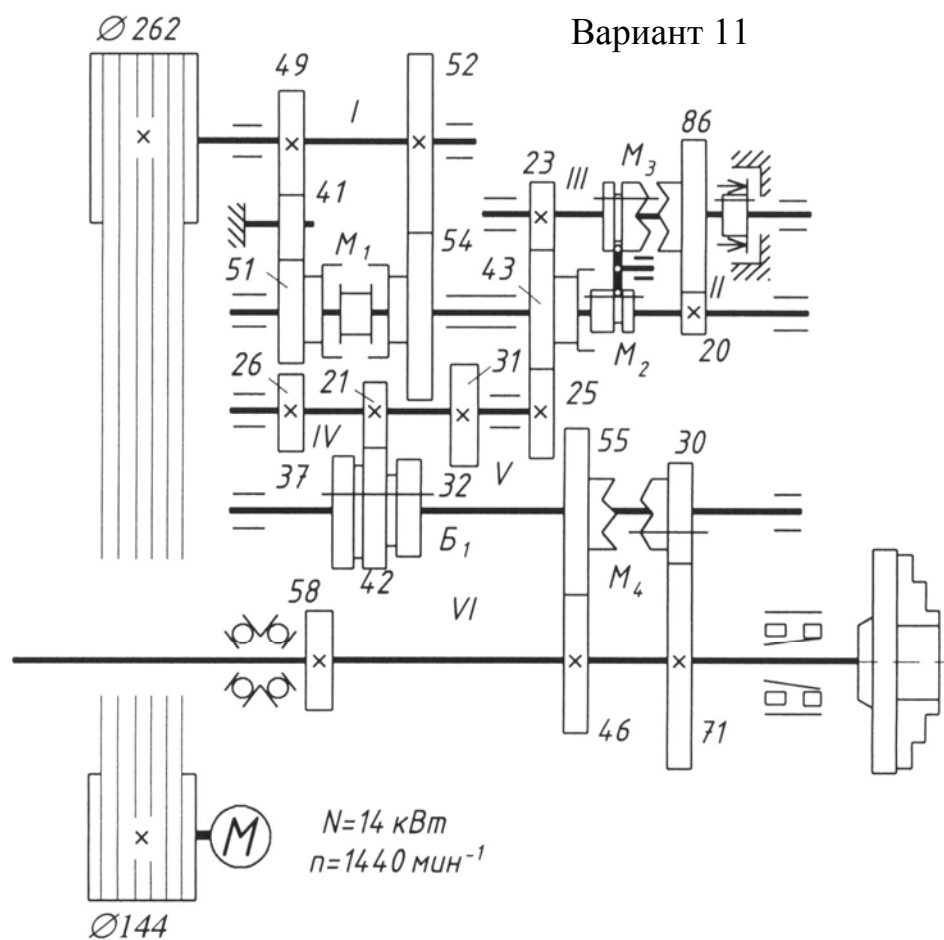
Вариант 7



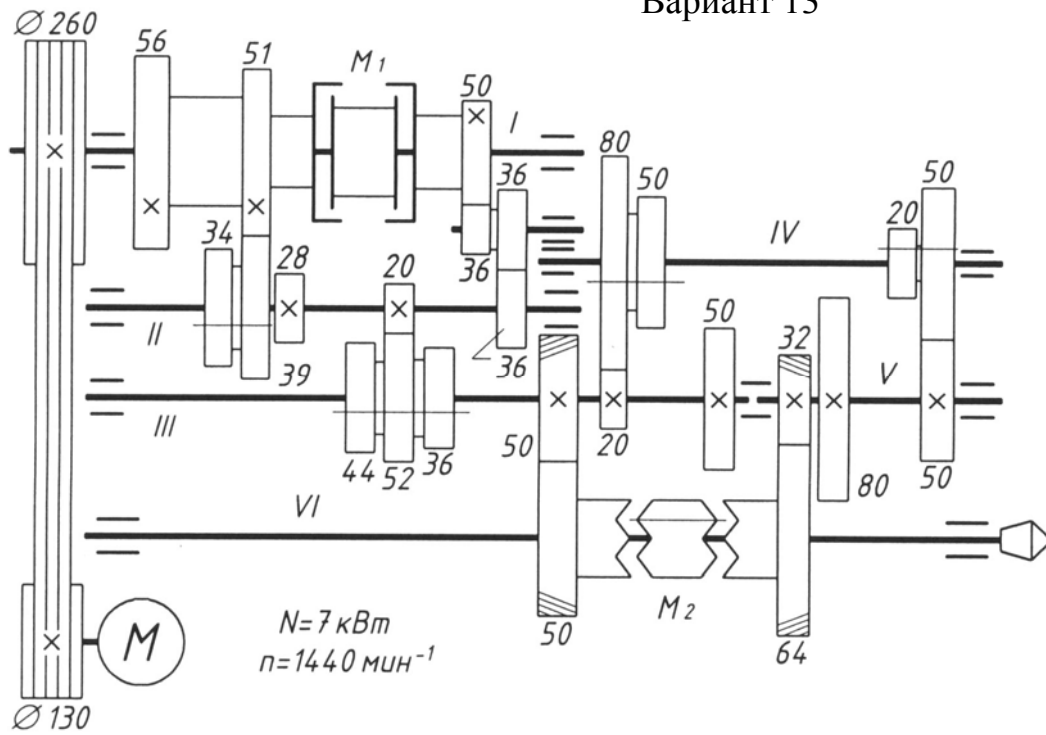
Вариант 8



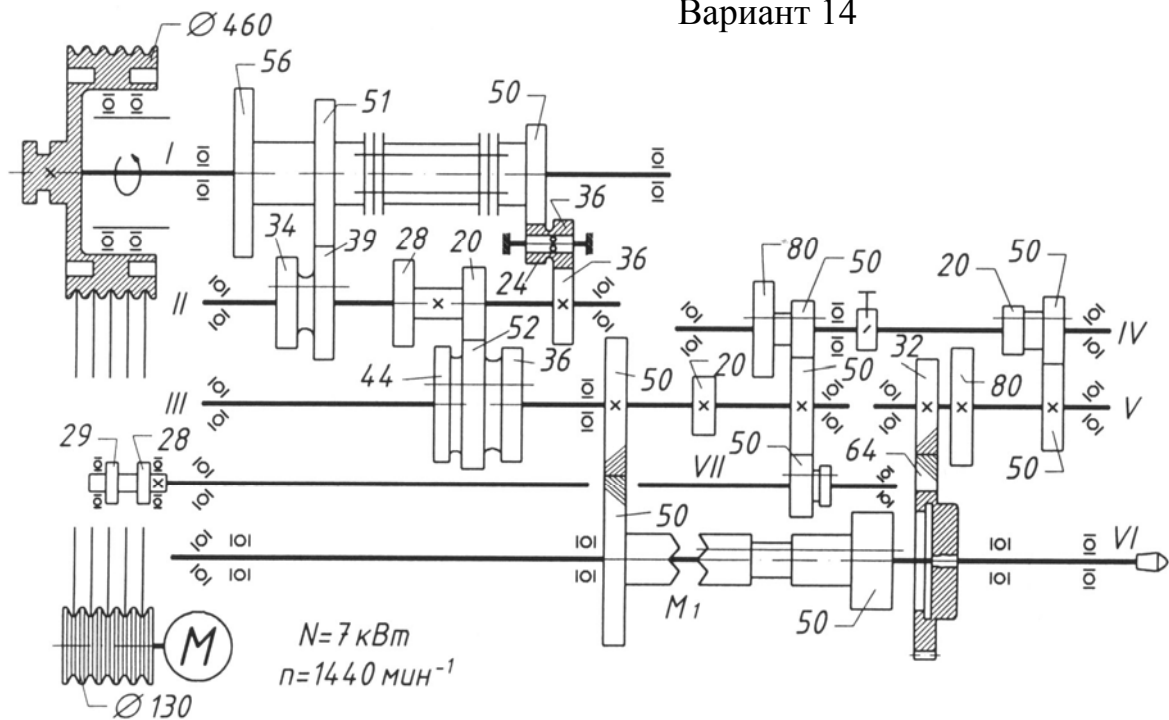




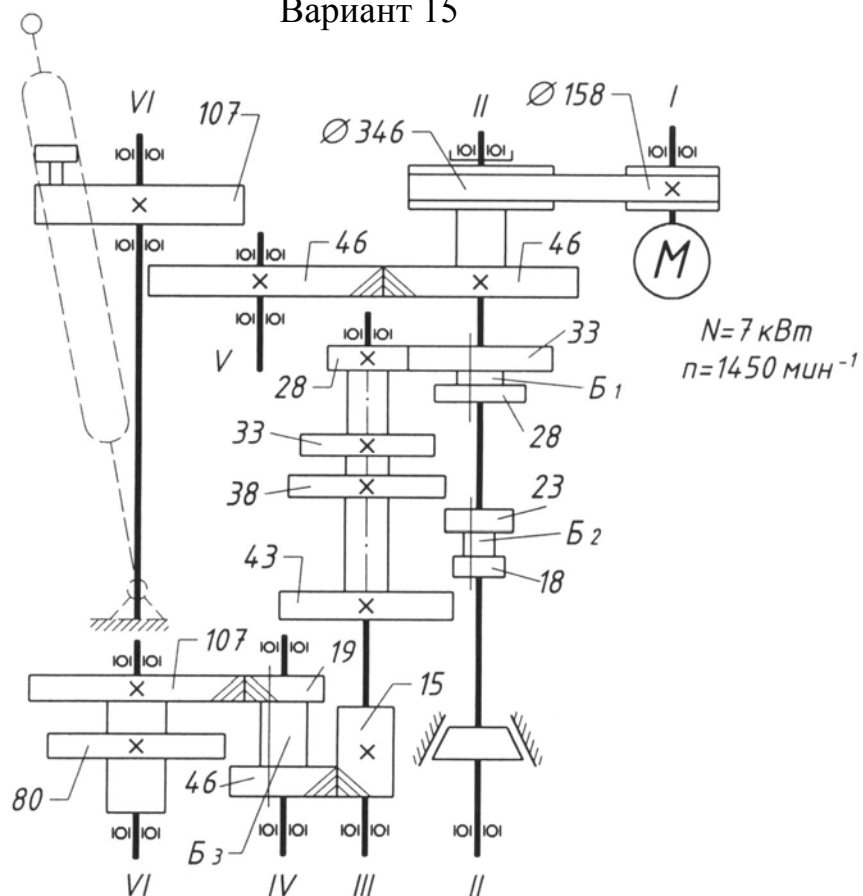
Вариант 13



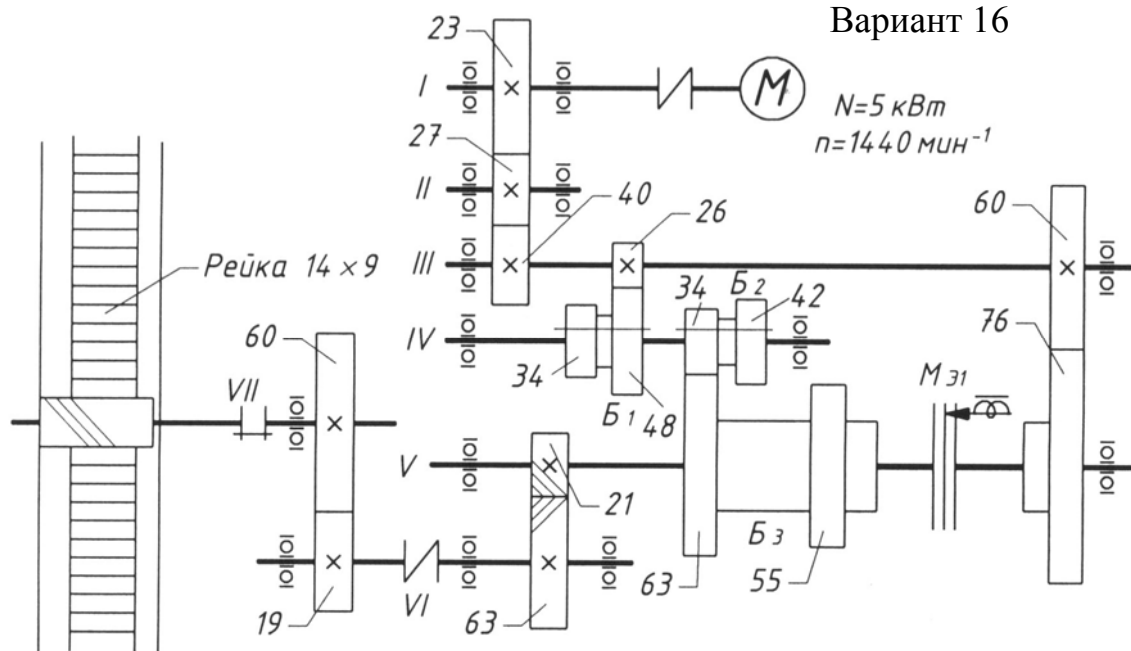
Вариант 14

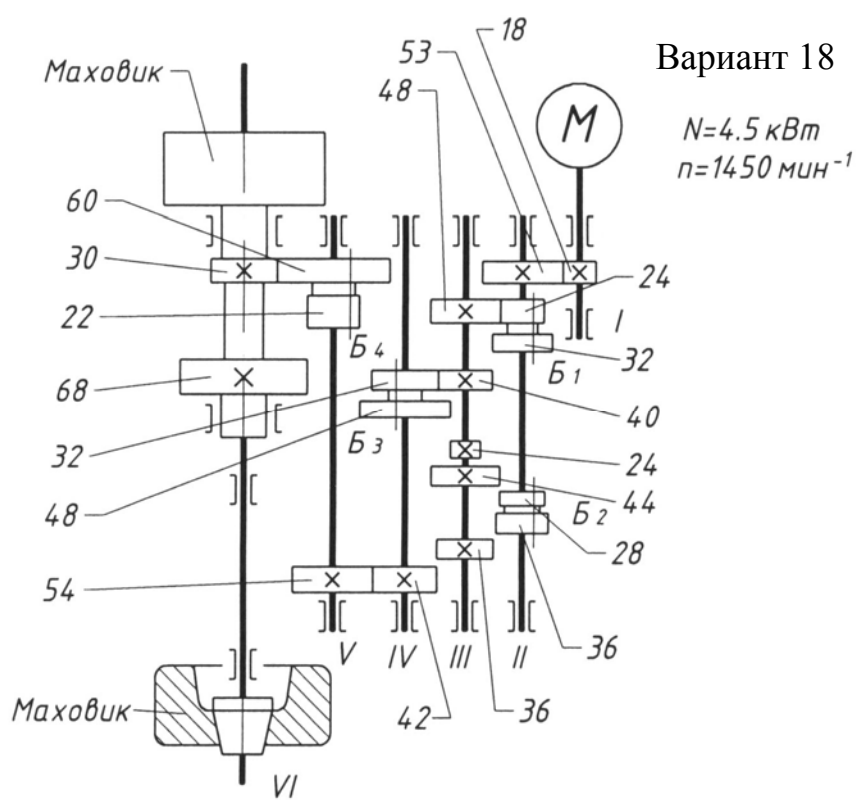
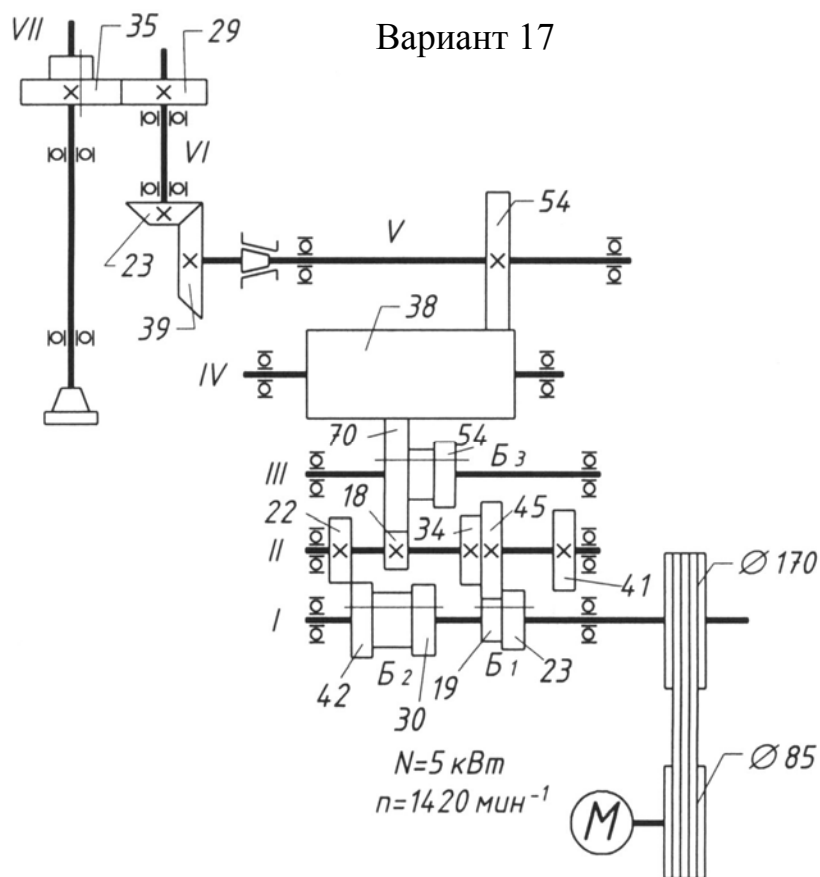


Вариант 15



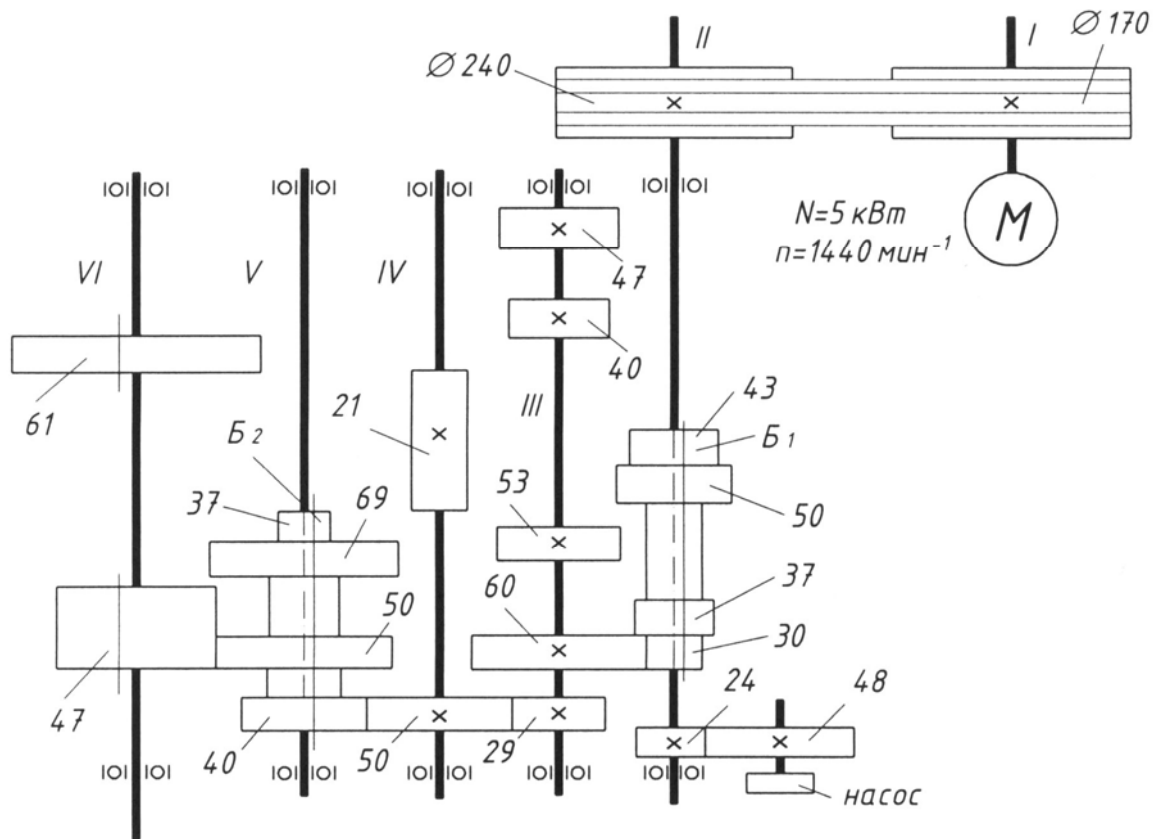
Вариант 16



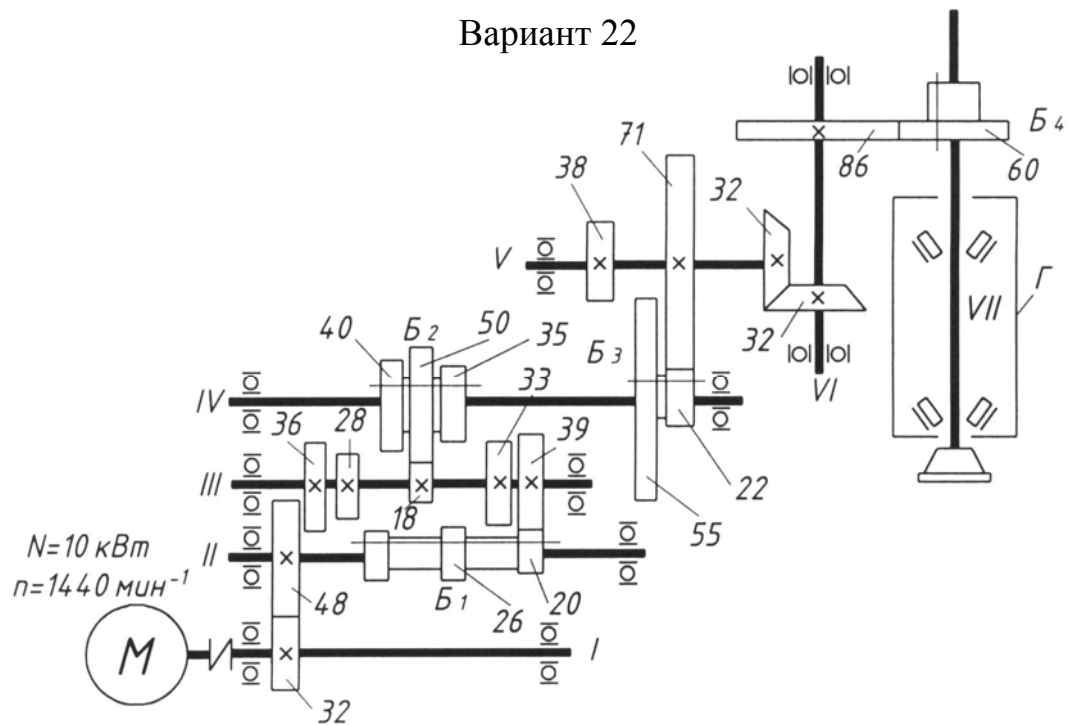


Вариант 20

Вариант 21



Вариант 22



Вариант 23

