



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)

Кафедра «Управление качеством»

Методические указания и задания
к контрольной работе
по дисциплине «Основы взаимозаменяемости»

Ростов-на-Дону
2022

УДК 006.1

Составители: Сорочкина О.Ю.
Кошлякова И.Г.

Методические указания и задания к контрольной работе по дисциплине «Основы взаимозаменяемости» / Ростов н/Д, Издательский центр ДГТУ, 2022. - 38 с.

Приведены задания и указания о порядке выполнении контрольной работы, а также примеры выполнения заданий.

Методические указания предназначены для студентов заочной формы всех направлений, изучающих дисциплину «Основы взаимозаменяемости».

УДК 006.1

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Донского государственного технического университета

Научный редактор д-р техн. наук, профессор В.П. Димитров

Ответственный за выпуск зав. кафедрой «Управление качеством»
д-р техн. наук, профессор В.П. Димитров

В печать ____ . ____ .2022 г.
Формат 60×84/16. Объем ____ усл. п. л.
Тираж ____ экз. Заказ №. ____.

Издательский центр ДГТУ
Адрес университета и полиграфического предприятия:
344000, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1

© Донской государственный технический университет, 2022

Общие положения

Контрольная работа по курсу “Основы взаимозаменяемости” является самостоятельной работой студента, выполняемой под руководством преподавателя. Цель работы - закрепление теоретических знаний и приобретение навыков по расчёту и выбору допусков и посадок типовых соединений деталей механизмов и машин. При выполнении работы студенты учатся пользоваться справочной и нормативной литературой, стандартами, приобретают навыки оформления технической документации.

Контрольная работа выполняется в соответствии с учебным планом по направлению и индивидуальным заданием.

В результате выполнения контрольной работы студент должен освоить методику проведения конструкторских размерных расчётов, выбор полей допусков и посадок гладких цилиндрических соединений, получить навыки выбора посадок типовых соединений, допусков формы и расположения поверхностей, параметров шероховатости. Студент должен получить навыки использования стандартов, имеющих отношение к решаемой задаче, и грамотно оформлять чертежи деталей и сборочных единиц.

1 Задание

Задание представляет собой комплекс исходных данных, выбираемых из таблиц в соответствии с двумя последними цифрами зачётной книжки. Номер варианта (сборочной единицы) выбирается по последней цифре, а исходные данные (задание)- по предпоследней цифре номера зачётной книжки.

В ходе выполнения курсовой работы необходимо:

2.1 Изучить назначение и конструкцию сборочной единицы в целом и деталей соединения.

2.2 Выбрать по способу аналогов стандартные посадки с зазором и переходную, рассчитать с целью обеспечения прочности соединения и выбрать посадку с натягом. Для выбранных посадок необходимо:

2.2.1 построить схемы расположения полей допусков сопрягаемых деталей.

2.2.2 определить предельные размеры и допуски деталей, предельные зазоры и натяги в соединениях, допуски посадок, вероятностные зазоры и натяги.

2.2.3 выполнить эскизы соединений и сопрягаемых деталей, проставить на них обозначения посадок, полей допусков, предельных отклонений, допусков формы и расположения поверхностей и шероховатость.

2.3 Для одной из посадок (по согласованию с преподавателем) выбрать и рассчитать предельные калибры для контроля сопрягаемых деталей и выполнить эскизы калибров.

2.4 Выбрать посадки типовых соединений:

2.4.1 резьбового соединения.

2.4.2 подшипника качения.

2.4.3 шпоночного соединения.

2.4.4 штифтового соединения

Привести схемы расположения полей допусков сопрягаемых деталей, рассчитать основные характеристики посадок, выполнить эскизы соединений и их

деталей с указанием посадок, полей допусков, предельных отклонений, допусков формы и расположения поверхностей и шероховатости.

2.5 Рассчитать осевой монтажный зазор в опорах валов зубчатого зацепления.

3 Структура и оформление контрольной работы

Контрольная работа должна состоять из следующих разделов:

содержание;

описание работы устройства;

выбор посадки с зазором;

расчёт и выбор посадки с натягом;

выбор переходной посадки;

расчёт и выбор гладких предельных калибров;

выбор посадки резьбового соединения;

расчёт и выбор посадок подшипника качения;

выбор посадок шпоночного соединения;

выбор посадок штифтового соединения;

расчет осевого монтажного зазора в опорах валов зубчатого зацепления;

список использованных источников.

Контрольная работа выполняется на листах формата А4 в рукописном или печатном виде.

4 Рекомендуемая литература

1 Допуски и посадки. Справочник/Под ред. В.Д. Мягкова. Л.: Машиностроение, 1982, Ч.1.

2 Допуски и посадки. Справочник/Под ред. В.Д. Мягкова. Л.: Машиностроение, 1982, Ч.2.

3 Анурьев В.И. Справочник конструктора - машиностроителя. М.: Машиностроителя, 1992. Т.1

4 Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1983.

5 Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение, 1986.

5 Рекомендации по выполнению курсовой работы

5.1 Выбор посадки с зазором

5.1.1 Посадка с зазором (для сопряжения 1-2) выбирается из ряда предпочтительных посадок /1, табл. 1.47, стр.145/.

5.1.2 При выборе посадки с зазором используют метод аналогов и рекомендаций по применению посадок, приведённые в /1, стр. 297-318/.

5.1.2.1 Выбор посадки с зазором по предельно допустимым эксплуатационным зазорам (для заданий 1,7,8,10).

Степень точности (кавалитет) вала, отверстия и посадку между ними выбирают, исходя из эксплуатационно-конструктивных требований, предъявляемых к работе соединения. В качестве технических условий для выбора

посадки служат предельные зазоры, которые устанавливают путем расчета, на основании экспериментальных данных или технических требований. При наличии $/S_{max}/$ и $/S_{min}/$ для заданного номинального размера соединения выбор соответствующей посадки выполняется в следующей последовательности:

- 1) Определяется степень точности (кавалитет) сопрягаемых вала и отверстия. Квалитет рассчитывается согласно формуле:

$$/S_{max}/ - /S_{min}/ = T_s = T_D + T_d, \quad (5.1.1)$$

Где T_s - допуск посадки с зазором;

T_D, T_d - допуск отверстия, допуск вала.

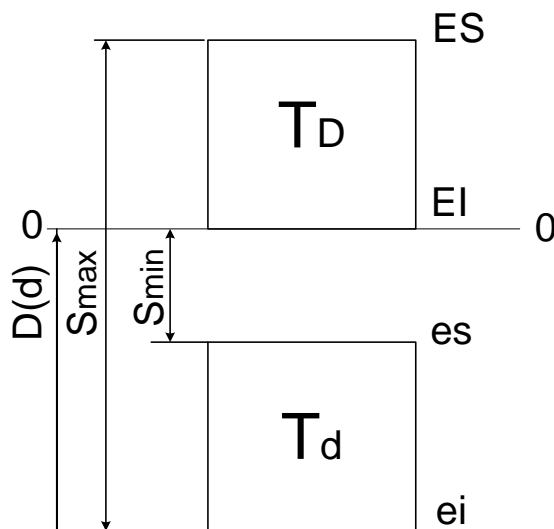
Распределяя допуск посадки поровну между валом и отверстием, получим:

$$T_d = T_D = \frac{T_s}{2}$$

(5.1.2)

Значение квалитете выбирается по таблице 1.8, стр. 43 /1/ согласно численному значению T_d, T_D и номинальному размеру соединения.

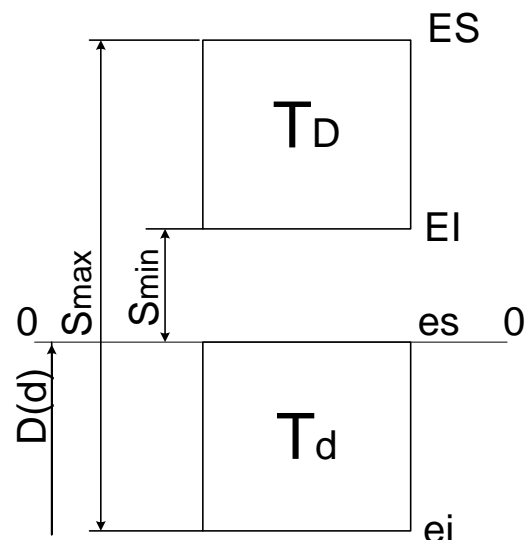
- 2) Определяются основные отклонения. Основные отклонения (ближайшие к нулевой линии) вала и отверстия рассчитываются после графического построения посадки в системе вала или в системе отверстия по данным: номинальный диаметр соединения (D, d) , $S_{max}, S_{min}, T_d, T_D$.



Основное отклонение отверстия
 $EI=0$

Основное отклонение вала - es
численно равно - S_{min}
 $ei = es - T_d$

Рисунок 1 – Посадка в системе отверстия



Основное отклонение вала $es=0$

Основное отклонение отверстия -
 EI численно равно - S_{min}
 $ES = EI + T_D$

Рисунок 2 – Посадка в системе вала

Буквенные обозначения основных отклонений валов и отверстий определяются согласно их численным значениям и диаметру соединения по табл. 1.9, стр. 48 и табл. 1.10, стр. 51 /1/.

Таким образом, найденные буквенные обозначения основных отклонений отверстия и вала и численные значения их квалитетов образуют поля допусков сопрягаемых деталей, составляющих посадку.

С учетом большой сложности изготовления отверстия для него можно принять допуск на квалитет выше допуска вала. Такое сочетание допусков имеет место в некоторых посадках, образованных из предпочтительных полей допусков. Главным условием при этом должно быть соотношение:

$$T_s = S_{\max} - S_{\min} \geq T_{Dnp} + T_{dnp}, \quad (5.1.3)$$

Где T_{Dnp} , T_{dnp} - численные значения допусков вала и отверстия принятые для обозначения посадки.

- 3) По предельным отклонениям отверстия /1, табл. 1.27, стр. 79/ и вала /1, табл. 1.28, стр. 80/ строится схема посадки.
- 4) Определяются характеристики посадки, предельные размеры и допуски деталей /1, стр. 23, (1.11а-1.23)/.
- 5) Выполняется эскиз соединения и детализовка с обозначением точности сопрягаемых деталей и посадки.

5.2 Выбор переходной посадки

5.2.1 Переходная посадка (для сопряжения с деталью 5) выбирается из ряда предпочтительных посадок /1, табл. 1.48, стр. 151/.

5.2.2 При выборе переходной посадки используется метод аналогов и рекомендации по применению посадок, приведенные в /1, стр. 322-331/.

5.2.3 По предельным отклонениям отверстия /1, табл. 1.27, стр. 79/ и вала /1, табл. 1.29, стр. 89/ строится схема посадки.

5.2.4 Определяются характеристики посадки, предельные размеры и допуски деталей /1, стр. 25/.

5.2.5 Рассчитываются вероятности получения зазоров и натягов в переходной посадке. Для этого вычисляются среднее квадратическое отклонение натяга (зазора):

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \cdot \sqrt{TD^2 + Td^2} \quad (5.2.1)$$

Где T_D , T_d - допуски отверстия и вала соответственно.

Определяется предел интегрирования:

$$z = \frac{N_{cp}}{\sigma_N}, \quad (5.2.2)$$

Где N_{cp} – средний натяг в посадке.

Рассчитывается вероятность зазора и вероятность натяга:

$$P'_S = 0.5 - \Phi(z); \quad (5.2.3)$$

$$P'_N = 0.5 + \Phi(z). \quad (5.2.4)$$

Определяются процент зазоров и натягов:

$$P_S = 100\% \cdot P'_S ;$$

(5.2.5)

$$P_N = 100\% \cdot P'_N .$$

(5.2.6)

Примечание: функция $\Phi(z)$ – нечетная, поэтому $\Phi(-z)=-\Phi(z)$.

Сравните полученные значения процента натягов со стандартными /1, табл. 1.102, стр. 321/.

5.2.6 Выполняются эскизы соединения и деталировка с обозначением точности сопрягаемых деталей и посадки.

5.3 Расчёт и выбор посадки с натягом

5.3.1. Расчёт проводится для сопряжения 3-4 при заданных эксплуатационных параметрах по методике, изложенной /2, с.333-339/.

Посадка с натягом должна обеспечивать прочность соединения: при минимальном натяге под действием внешних нагрузок должна сохраняться относительная неподвижность сопрягаемых деталей, а при максимальном натяге при запрессовке не должно быть пластических деформаций в материале деталей. Исходя из этих условий рассчитывают предельно допустимые натяги, по которым выбирают стандартную посадку.

Для этого по заданной величине крутящего момента M_k и размерам соединения (номинальному диаметру $d_{н.с.}$ и длине l) определяется минимальное удельное давление (Н/м²) на контактных поверхностях соединения:

$$[p_{\min}] = \frac{2 \cdot M_k}{\pi \cdot d_{н.с.}^2 \cdot l \cdot f} ,$$

(5.3.1)

где f - коэффициент трения /1, табл. .

Определяется необходимая величина наименьшего расчётного натяга:

$$N'_{\min} = [p_{\min}] \cdot d_{н.с.} \cdot \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) ,$$

(5.3.2)

где E_1, E_2 - модули упругости материала охватываемой и охватывающей деталей /1, табл. 1.106, стр. 335/;

c_1, c_2 - коэффициенты Ляме охватываемой и охватывающей деталей, определяемые по формулам:

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_{н.с.}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_{н.с.}} \right)^2} - \mu_1 ; \quad c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_{н.с.}}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{н.с.}}{d_2} \right)^2} - \mu_2 ,$$

(5.3.3)

где μ_1, μ_2 - коэффициенты Пуассона охватываемой и охватывающей деталей /1, табл. 1.106, стр.335/;

d_1 - внутренний диаметр охватываемой детали. Если вал сплошной, $d_1=0$ и $c_1=1-\mu_1$

d_2 – наружный диаметр охватывающей детали. Если $d_2 \gg d_{н.с.}$, $mod_2 \rightarrow 0$, $\frac{d_{н.с.}}{d_2} \rightarrow 0$.

Если посадка с натягом применяется для сопряжения зубчатого колеса с валом, то d_2 – диаметр окружности впадин зубчатого венца и определяется по формулам, мм:

$$\begin{aligned} d_2 &= d - 3m, \text{ при } m \text{ до } 0,5 \text{ мм;} \\ d_2 &= d - 2,7m \text{ при } m \text{ свыше } 0,5 \text{ до } 0,9 \text{ мм;} \end{aligned} \quad (5.3.4)$$

$$d_2 = d - 2,5m, \text{ при } m \text{ свыше } 0,9 \text{ мм,}$$

где d – диаметр делительной окружности зубчатого венца, мм

$$d = mz \quad (5.3.5)$$

где m – модуль зубчатого колеса, мм.

Для зубчатого колеса со ступицей за d_2 принимается наружный диаметр ступицы; для колеса без ступицы, имеющего выточки и отверстия облегчения, d_2 – диаметр воображаемой окружности, касательной к отверстиям облегчения со стороны посадочного отверстия.

Рассчитывается величина минимально допустимого натяга, т.е. натяга, который обеспечивал бы отсутствие смещения сопрягаемых деталей по действием внешних нагрузок. С учетом среза и смятия микронеровностей при запрессовке натяг определяется по формуле:

$$[N_{\min}] = N'_{\min} + 5(R_{aD} + R_{ad}), \quad (5.3.6)$$

где R_{aD} и R_{ad} – параметры шероховатости охватывающей (отверстия) и охватываемой (вала) деталей, мкм /1, табл. 2.66, стр. 517, табл. 2.67, стр. 523/.

Рассчитывается максимально допустимое удельное давление $[p_{\max}]$, при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей. В качестве $[p_{\max}]$ принимается наименьшее из значений наибольшего удельного давления для охватываемой p_1 и охватывающей p_2 деталей:

$$p_1 = 0.58 \cdot \sigma_{m1} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_{н.с.}} \right)^2 \right]; \quad (5.3.7)$$

$$p_2 = 0.58 \cdot \sigma_{m2} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{н.с.}}{d_2} \right)^2 \right], \quad (5.3.8)$$

где σ_{m1}, σ_{m2} – пределы текучести материалов охватываемой и охватывающей деталей.

Исходя из условия прочности деталей соединения при сборке, определяется величина наибольшего расчётного натяга:

$$N'_{\max} = [p_{\max}] \cdot d_{н.с.} \cdot \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right). \quad (5.3.9)$$

Максимально допустимый натяг в соединении определяется с учётом поправок на смятие и срез микронеровностей:

$$[N_{\max}] = N'_{\max} + 5(R_{aD} + R_{ad}). \quad (5.3.10)$$

Для выбора посадки необходимо выполнение следующих условий прочности соединения:

$$\begin{cases} N_{\min} > [N_{\min}]; \\ N_{\max} \leq [N_{\max}]; \end{cases}$$

(5.3.11)

где N_{\min} и N_{\max} - предельны натяги стандартной посадки.

Рекомендуется ряд предпочтительных посадок с гарантированным натягом: $\frac{H7}{p6}$; $\frac{H7}{r6}$; $\frac{H7}{s6}$.

5.3.2 В соответствии с условием выбора посадки подбирается посадка с натягом. В первую очередь рассматривается ряд предпочтительных посадок /1, табл. 1.49, стр. 153/.

Если материал охватывающей детали обладает относительно невысокой прочностью (бронза, латунь), и расчетное значение $[N_{\max}]$ получается малым, то условие может быть не выполнено. Тогда по согласованию с преподавателем может быть применена ближайшая стандартная посадка. В этом случае она будет осуществляться с пластической деформации охватывающей детали. Если же пластическая деформации недопустима, то вместо посадки с натягом можно использовать ближайшую посадку из числа переходных; в этом случае взаимная неподвижность сопрягаемых деталей должна быть обеспечена завальцовкой или зачеканкой.

5.3.3 По предельным отклонениям отверстия /1, табл.1.27, стр.79/ и вала /1, табл.1.30, стр.92/ строится схема посадки.

5.3.4. Определяются характеристики посадки, предельные размеры и допуски деталей /1, с.25, (1.11 а-1.26)/.

5.3.5. Выполняется эскиз соединения и детализировка с обозначением точности сопрягаемых деталей и посадки.

5.4 Расчёт предельных калибров для гладких цилиндрических соединений

5.4.1 Расчёт ведётся по одной из выбранных в п.п. 6.1-6.3 посадок.

5.4.2 Строятся схемы расположения полей допусков калибров: пробки, скобы и контрольных калибров к скобе /ГОСТ 24853-81; СТ СЭВ 157-75; 5, с.243/.

5.4.3 Определяются предельные отклонения контролируемых отверстия и вала (см. п.п. 6.1-6.3).

5.4.4 Назначаются допуски и отклонения калибров /ГОСТ 24853-81; СТ СЭВ 157-75/.

5.4.5 Рассчитываются предельные и исполнительные размеры калибров: пробки (Р-ПР; Р-НЕ), скобы(Р-ПР; Р-НЕ), контрольных(К-ПР; К-НЕ; К-И) /ГОСТ 24853-81; СТ СЭВ 157-75; 5, с.244-245/.

Рабочий калибр- пробка предназначен для контроля размеров охватывающей детали (отверстия) в процессе изготовления. Проходной калибр- пробка Р-ПР контролирует наименьший диаметр отверстия D_{\min} , непроходной калибр- пробка Р-НЕ- наибольший диаметр отверстия D_{\max} .

Рабочий калибр- скоба предназначен для контроля размеров охватываемой детали (вала) в процессе изготовления. Проходной калибр- скоба Р-ПР

контролирует наибольший размер вала d_{\max} , непроходной калибр- скоба- наименьший размер вала d_{\min} .

Для контроля и настройки калибров- скоб предусмотрены контрольные калибры:

К-И- контрольный калибр износа проходной скобы Р-ПР;

К-ПР- контрольный калибр для установки проходной скобы Р-ПР;

К-НЕ- контрольный калибр для установки непроходной скобы Р-НЕ.

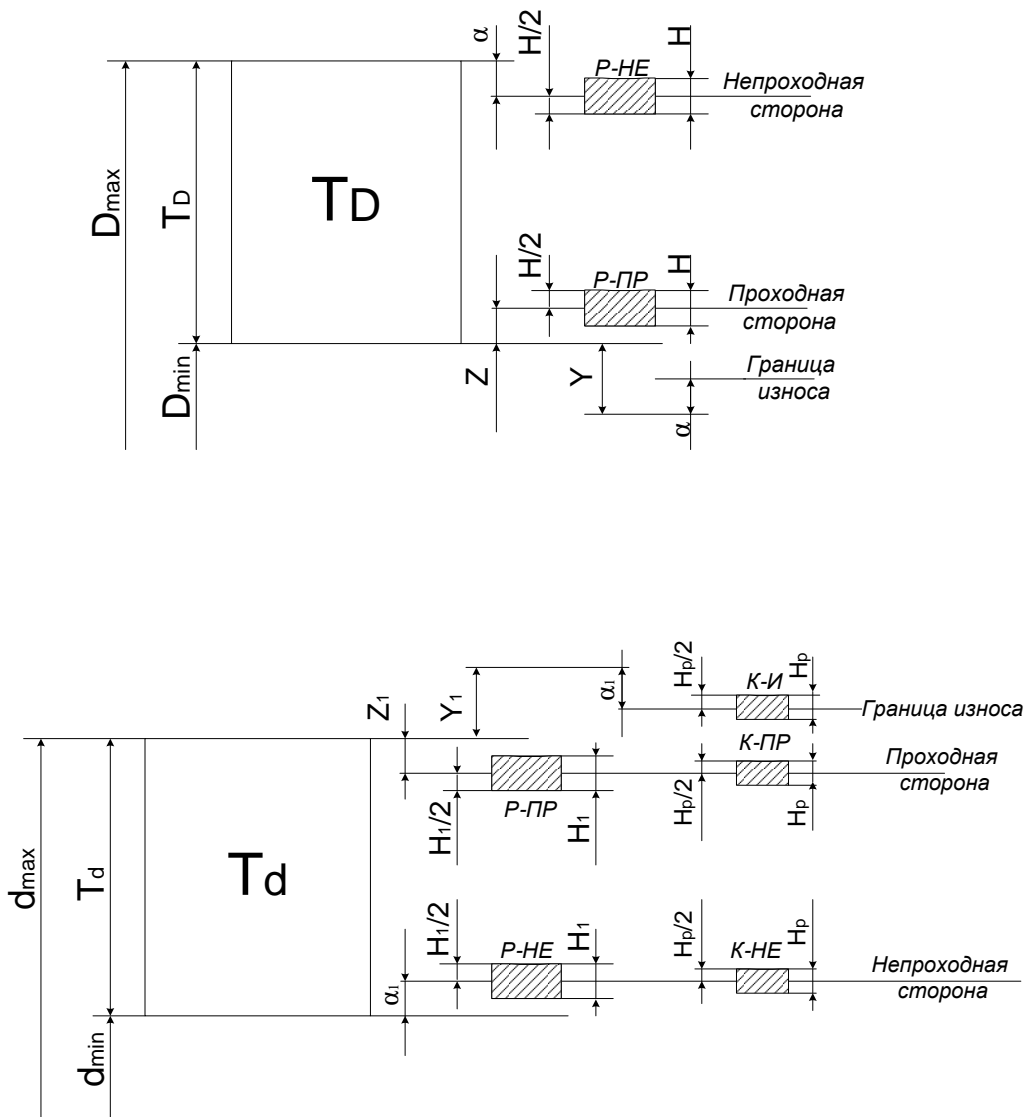


Рисунок 3 – Схемы расположения полей допусков калибров

Калибр- пробка:

$$P - ПР_{\max} = D_{\min} + z + \frac{H}{2}$$

(5.4.1)

$$P - PP_{\min} = D_{\min} + z - \frac{H}{2}$$

(5.4.2)

$$P - PP_{\text{узн.}} = D_{\min} - y + \alpha$$

(5.4.3)

$$P - HE_{\max} = D_{\max} - \alpha + \frac{H}{2}$$

(5.4.4)

$$P - HE_{\min} = D_{\max} - \alpha - \frac{H}{2}$$

(5.4.5)

Калибр- скоба:

$$P - PP_{\max} = d_{\max} - z_1 + \frac{H_1}{2}$$

(5.4.6)

$$P - PP_{\min} = d_{\max} - z_1 - \frac{H_1}{2}$$

(5.4.7)

$$P - PP_{\text{узн.}} = d_{\max} + y_1 - \alpha_1$$

(5.4.8)

$$P - HE_{\max} = d_{\min} + \alpha_1 + \frac{H_1}{2}$$

(5.4.9)

$$P - HE_{\min} = d_{\min} + \alpha_1 - \frac{H_1}{2}$$

(5.4.10)

Контрольные калибры:

$$K - H_{\max} = d_{\max} + y_1 - \alpha_1 + \frac{H_p}{2}$$

(5.4.11)

$$K - H_{\min} = d_{\max} + y_1 - \alpha_1 - \frac{H_p}{2}$$

(5.4.12)

$$K - PP_{\max} = d_{\max} - z_1 + \frac{H_p}{2}$$

(5.4.13)

$$K - PP_{\min} = d_{\max} - z_1 - \frac{H_p}{2}$$

(5.4.14)

$$K - HE_{\max} = d_{\min} + \alpha_1 + \frac{H_p}{2}$$

(5.4.15)

$$K - HE_{\min} = d_{\min} + \alpha_1 - \frac{H_p}{2}$$

(5.4.16)

Здесь H , H_1 , H_p - допуск на изготовление соответственно калибров пробок, скоб и контрольных приборов;

z, z_I - величина смещения поля допуска проходного калибра пробки и скобы соответственно в поле допуска на деталь для исключения возможности неправильного контроля;

y, y_I - величина, устанавливающая границу износа для пробки и скобы;

α, α_1 - величина, компенсирующая погрешности формы, температурные, неравномерность усилия для пробок и скоб соответственно с размерами свыше 180 мм.

При расчётах исполнительных размеров их проставляют так, чтобы допуск на изготовление был направлен в материал калибра:

для пробок исполнительные размеры $P - PP \max_{-H}, P - HE \max_{-H}$;

для скоб исполнительные размеры $P - PP \min^{+H_1}, P - HE \min^{+H_1}$;

для контрольных калибров- $K - II \max_{-H_p}, K - PP \max_{-H_p}, K - HE \max_{-H_p}$

Калибры изготавливаются из инструментальных или углеродистых цементуемых сталей (У10А, У12А, 10,15 и др.), применяются также твердосплавные калибры.

5.4.6 Выполняются рабочие чертежи калибра- пробки и калибра- скобы (ГОСТ 14807-69- ГОСТ 14827-69; ГОСТ 18358-73- ГОСТ 18369-73; ГОСТ 2216-84).

5.5 Выбор точности резьбового соединения

5.5.1 По заданным параметрам резьбового соединения (сопряжение с деталью 9) в зависимости от шага рассчитывают средний и внутренний диаметры метрической резьбы /2, табл.4.24, стр.144/.

Если в обозначении шаг резьбы не указан, то полагается, что резьба с крупным шагом /2, табл.4.22, стр.141/.

5.5.2 В зависимости от эксплуатационных и конструктивных требований назначается класс точности резьбы (точный, средний, грубый) и выбираются поля допусков наружной и внутренней резьбы для нормальной длины свинчивания /2, табл.4.28, стр.151/.

Точный класс метрической резьбы назначается для ответственных статически нагруженных резьбовых соединений, а также, когда требуются малые колебания характера посадки. Средний класс - для резьб общего применения. Грубый класс- при нарезании резьб на горячекатаных заготовках, в длинных глухих отверстиях.

5.5.3 Определяются предельные отклонения наружной и внутренней метрической резьбы /2, табл.4.29, стр.153/.

5.5.4 Рассчитываются предельные диаметры и допуски наружной и внутренней резьбы /2, стр.152/.

5.5.5 Строятся схемы расположения полей допусков наружной и внутренней резьбы /2, стр.153/.

5.5.6 Выполняются эскизы болта, гайки и резьбового соединения с обозначением допусков и посадки.

5.6 Расчёт и выбор допусков и посадок подшипников качения

5.6.1 Расчёт ведётся для одного из подшипников качения (поз.8), присоединительные размеры которого определены в задании.

5.6.2 По внутреннему диаметру d и ширине колец подшипника B определяются наружный диаметр D , размер фасок или скруглений r , номер и тип подшипника /4/.

5.6.3 По эксплуатационным требованиям и конструкции назначается класс точности подшипника /2, стр.281/.

Установлено пять классов точности подшипников качения:

0- назначают при средних нагрузках и скоростях и нормальной точности вращения (в обозначении не указывают);

6- при повышенных требованиях к точности вращения;

5,4- при высокой частоте вращения и высоких требованиях к точности вращения;

2- в конструкциях, к которым предъявляются очень высокие требования к точности.

При этом подшипник обозначается номером, в котором на первом месте стоит класс точности, а через дефис- число, характеризующее тип подшипника. Например, 6-208- подшипник качения 6 класса точности, лёгкой серии диаметров 2, серии ширин 0.

5.6.4 Определяются предельные отклонения внутреннего /2, табл.4.82, 4.84/ и наружного /2, табл.4.83, 4.85/ колец подшипника.

5.6.5 Определяются виды нагружения колец подшипников /2, стр.282-284 /.

Различают три вида нагружения: местное, циркуляционное, колебательное. В предложенных механизмах на опоры качения действует радиальная нагрузка R постоянная по направлению. Следовательно, в зависимости от того, какое кольцо вращается или неподвижно относительно радиальной нагрузки, будет определяться вид нагружения: циркуляционный или местный.

5.6.6 Выбираются поля допусков вала и отверстия в корпусе в зависимости от вида нагружения сопрягаемых с ними колец подшипника /2, табл.4.89-4.92, стр.285-287/.

По характеру нагрузки для местно нагруженного кольца определяется поле допуска сопрягаемой с ним детали /2, табл.4.89, стр.285/.

Если характер нагрузки определен, для циркуляционно нагруженного кольца рассчитывается интенсивность радиальной нагрузки:

$$P_R = \frac{R}{B - 2r} \cdot k_n \cdot F \cdot F_A,$$

(5.6.1)

где k_n - динамический коэффициент посадки ($k_n=1$ при перегрузке до 150%, умеренных точках и вибрации и $k_n=1,8$ при перегрузке 300%, сильных ударах и вибрации);

F - коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале и тонкостенном корпусе /2, табл.4.90, стр.286/ (при сплошном вале $F=1$);

F_A - коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки R между рядами роликов или шариков в двухрядных подшипниках ($F_A=1$ - для однородных подшипников).

Выбирается поле допуска детали, сопряжённой с циркуляционно нагруженным кольцом в зависимости от величины P_R /2, табл.4.92, стр.287/.

Если характер нагрузки не определен, посадку циркуляционно нагруженного кольца определяют по минимальному натягу, который рассчитывается по формуле:

$$N'_{\min} = \frac{13Rk}{(B-2r) \cdot 10^9}$$

(5.6.2)

где k – конструктивный коэффициент, принимаемый приближенно для подшипников легкой серии – 2,8; средней серии – 2,3; тяжелой – 2.

Поле допуска сопрягаемой детали выбираются из ряда: j_6 , k_6 , m_6 , n_6 . При этом должно выполняться условие:

$$N_{\min} \leq N'_{\min},$$

(5.6.3)

где N_{\min} – наименьший натяг посадки.

Во избежание разрыва кольца необходимо, чтобы выполнялось условие:

$$N_{\max} \leq [N],$$

(5.6.4)

где N_{\max} – наибольший натяг посадки;

$[N]$ – предельно допустимый наибольший натяг в соединении, определяется по формуле:

$$[N] = \frac{11,4kd[\sigma_p]}{(2k-2) \cdot 10^3},$$

(5.6.5)

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение; для подшипниковой стали $[\sigma_p] = 400$ МПа;

d – диаметр внутреннего кольца.

5.6.7 Определяются предельные отклонения вала и отверстия, строятся схемы расположения полей допусков в посадках колец подшипников и рассчитываются предельные размеры, допуски деталей и основные характеристики посадок (см. п.п. 6.1-6.3).

5.6.8 Выполняются эскизы деталей и соединения подшипника качения с валом и корпусом с обозначением допусков и посадок.

5.7 Выбор посадок шпоночного и штифтового соединений

5.7.1 Для заданного шпоночного соединения с призматической шпонкой по диаметру вала или ширине шпонки выбираются геометрические размеры соединения /2, табл.4.64, стр.235/.

5.7.2 По условиям работы соединения и подвижности втулки на валу выбирается вид шпоночного соединения.

Различают три вида шпоночных соединений с призматической шпонкой:

свободное - применяется при затруднительных условиях сборки и действии непереворачиваемых равномерных нагрузок. Обеспечивает подвижность втулки на валу;

нормальное - неподвижное соединение, не требующее частых разборок, не воспринимающее ударных реверсивных нагрузок, отличающееся благоприятными условиями сборки;

плотное - характеризуется вероятностью получения примерно одинаковых небольших натягов в соединениях шпонок с обоими пазами. Сборка осуществляется напрессовкой. Соединение применяется при редких разборках и реверсивных нагрузках.

5.7.3 Для выбранного вида шпоночного соединения определяются посадки в пазы вала и втулки /2, табл.4.65, стр.237/.

5.7.4 Строятся схемы и рассчитываются основные характеристики посадок (см. п.п. 6.1-6.3).

5.7.5 Определяются допуски и предельные отклонения на несопрягаемые размеры /2, табл.4.66, стр.238/.

5.7.6 Выполняются эскизы деталей и шпоночного соединения с обозначением допусков и посадок.

5.7.7 В посадках штифтовых соединений необходимые натяги достигаются подбором полей допусков отверстий. Технические требования для цилиндрических и конических штифтов /ГОСТ 26862-86/ регламентируют предельные отклонения диаметров штифтов:

цилиндрических класса точности $A - m6 (n6)$;

цилиндрических класса точности $B - h8 (h9)$;

конических класса точности $A - h10$;

конических класса точности $B - h11$.

Размеры цилиндрических и конических штифтов по ГОСТ 3128-70 /3, стр.692/

5.8 Расчет осевого монтажного зазора в опорах зубчатого зацепления

Монтажный зазор между базовыми торцевыми поверхностями должен обеспечивать осевую фиксацию вала, плавное вращение его в опорах качения или скольжения без рывков и заеданий, исключить возможность заклинивания при температурных деформациях деталей сборочной единицы. Для осевой фиксации вала функциональным является зазор A_{Δ} , номинальная величина которого равна нулю. Вал должен быть смонтирован с осевым зазором, предельные значения которого рассчитываются из размерной цепи с учетом температурных деформаций.

5.8.1 Составляют схему размерной цепи, представляющую собой замкнутый контур, образуемый размерами в той последовательности, что и на чертеже. Обозначаются составляющие A_1, A_2, \dots, A_j звенья и, получаемое последним при сборке, замыкающее звено A_{Δ} .

5.8.2 Исходя из замкнутости размерной цепи, определяют неуказанное значение составляющего звена.

5.8.3 Определяют увеличивающие и уменьшающие составляющие звенья по их влиянию на величину замыкающего звена. Увеличивающим (стрелка над обозначением звена направляется вправо) называется звено, при увеличении размера которого замыкающее звено увеличивается. Уменьшающим (стрелка влево) называется звено, при увеличении размера которого замыкающее звено уменьшается.

5.8.4 Рассчитываются предельные значения замыкающего звена.

Если коэффициент температурного расширения материала корпуса или колонок больше, чем вала, то расчет проводится для нижнего предельного значения температуры эксплуатации, в обратном случае – для верхнего значения температуры эксплуатации.

$$A_{\Delta \min} = \sum_{j=1}^n [A_j \alpha_j (t - 20^\circ \text{C})] - \sum_{i=1}^m [A_i \alpha_i (t - 20^\circ \text{C})],$$

(5.8.1)

где A_j - номинальное значение составляющего звена;

α_j - коэффициент температурного расширения (сжатия) материала для составляющего звена;

t - предельное значение температуры эксплуатации;

m - число увеличивающих звеньев размерной цепи;

n - число уменьшающих звеньев размерной цепи.

Наибольшее значение монтажного зазора определяется в зависимости от величины пролета между опорами вала:

при пролете до 30 мм $A_{\Delta \max} = 0,1$ мм;

при пролете свыше 30 мм $A_{\Delta \max} = 0,3$ мм

5.8.5 Определяются допуски замыкающего и составляющих звеньев.

Допуск замыкающего звена

$$TA_{\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min}$$

(5.8.2)

Допуски и предельные отклонения на ширину колец подшипников определяются по таблице 4.82, стр. 273 /2/.

Распределяют допуск замыкающего звена между составляющими звеньями по способу одного квалитета (одной степени точности). При большом числе составляющих звеньев целесообразно применять теоретико-вероятностный метод расчета размерной цепи. Определяют число единиц допуска:

$$a_{cp} = \frac{\sqrt{TA_{\Delta}^2 - t^2 \sum_{j=1}^p (\lambda_j^2 T_j^2)}}{t \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n+p} (\lambda_j^2 i_j^2)}}$$

(5.8.3)

где t – коэффициент риска, определяется в зависимости от принятого процента риска P /2, табл. 3.8, стр.36/;

λ_j - коэффициент относительного рассеяния размеров. Для мелкосерийного или индивидуального производства $\lambda_j = \frac{1}{\sqrt{3}}$, для крупносерийного или массового производства $\lambda_j = \frac{1}{3}$.

i_j - единица допуска для каждого составляющего звена в зависимости от номинального размера, мкм /2, табл. 3.3, стр.20/;

p – число звеньев, имеющих стандартные поля допусков (ширина колец подшипников качения).

По полученному значению a_{cp} устанавливается номер квалитета /1, табл.1.8, стр.43/, количество единиц допуска, в котором близко к расчетному a_{cp} . В соответствии с полученным квалитетом выбираются допуски составляющих звеньев, в зависимости от их номинальных размеров /1, табл. 1.8, стр.43/.

Проверяется правильность назначения допусков:

$$TA_{\Delta} \geq t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} (\lambda_j^2 \cdot T_j^2)},$$

(5.8.4)

где T_j – допуск составляющего звена.

В случае невыполнения этого условия производят частичное перераспределение допусков между составляющими звеньями.

5.8.6 Определяют предельные отклонения составляющих звеньев.

Все составляющие звенья размерной цепи делят на охватывающие, охватываемые и остальные размеры. Определяют координаты середины поля допуска для каждого размера:

$$\text{для охватывающих размеров } \Delta_c A_j = \frac{TA_j}{2};$$

(5.8.5)

$$\text{для охватываемых размеров } \Delta_c A_j = -\frac{TA_j}{2};$$

(5.8.6)

для остальных размеров координата середины поля допуска определяется из общего уравнения размерной цепи:

$$\Delta_c A_\Delta = \sum_{j=1}^m \Delta_c A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_c A_j,$$

(5.8.7)

где $\Delta_c A_\Delta$, $\Delta_c A_j$ - соответственно координаты середины поля допуска замыкающего и составляющего звеньев, определяются по формулам:

$$\Delta_c A_\Delta = \frac{\Delta_B A_\Delta + \Delta_H A_\Delta}{2};$$

(5.8.8)

где $\Delta_B A_\Delta, \Delta_H A_\Delta$ - соответственно верхнее и нижнее предельные отклонения замыкающего звена A_Δ .

$$\Delta_c A_j = \frac{\Delta_B A_j + \Delta_H A_j}{2}.$$

(5.8.9)

Предельные отклонения составляющих звеньев определяются по формулам:
верхнее предельное отклонения

$$\Delta_B A_j = \Delta_c A_j + \frac{TA_j}{2};$$

(5.8.10)

нижнее предельное отклонение

$$\Delta_H A_j = \Delta_c A_j - \frac{TA_j}{2}.$$

(5.8.11)

5.8.7 Производят проверку правильности расчета размерной цепи:

$$\begin{cases} \Delta_B A_\Delta \geq \sum_{j=1}^m \Delta_c A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_c A_j + \frac{1}{2} \cdot t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} (\lambda_j^2 \cdot T_j^2)}; \\ \Delta_H A_\Delta \leq \sum_{j=1}^m \Delta_c A_j - \sum_{j=1}^n \Delta_c A_j - \frac{1}{2} \cdot t \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} (\lambda_j^2 \cdot T_j^2)}. \end{cases}$$

(5.8.12)

5.9 Назначение допусков и схемы контроля отклонений формы и расположения поверхностей

5.9.1 Нормирование допусков формы и расположения поверхностей, сопрягаемых с подшипниками качения, и простановка их на чертежах устанавливается ГОСТ 3325-85.

5.9.2 Для шеек валов, сопрягаемых с зубчатыми колесами, назначением допуска цилиндричности ограничивают концентрацию давления на посадочных поверхностях. Допуск соосности способствует обеспечению заданных норм кинематической точности передач. Для допусков расположения поверхностей в зависимости от степени точности зубчатых колес рекомендуется принимать следующие степени точности:

Для зубчатых колес степеней точности	Степень точности допусков соосности и перпендикулярности
6	5
7 и 8	6
9	7

Допуск цилиндричности может рассчитываться с учетом допуска диаметра ступени T_d :

$$T_{\varphi} = 0,3T_d$$

(5.9.1)

5.9.3 Схемы контроля отклонений формы и расположение поверхностей составляются для допусков, нормируемых в рабочих чертежах (по указанию преподавателя). Они должны включать схему базирования детали и расположение измерительного устройства, величину допуска и цену деления измерительного устройства. Примеры измерительных схем приведены в /1/:

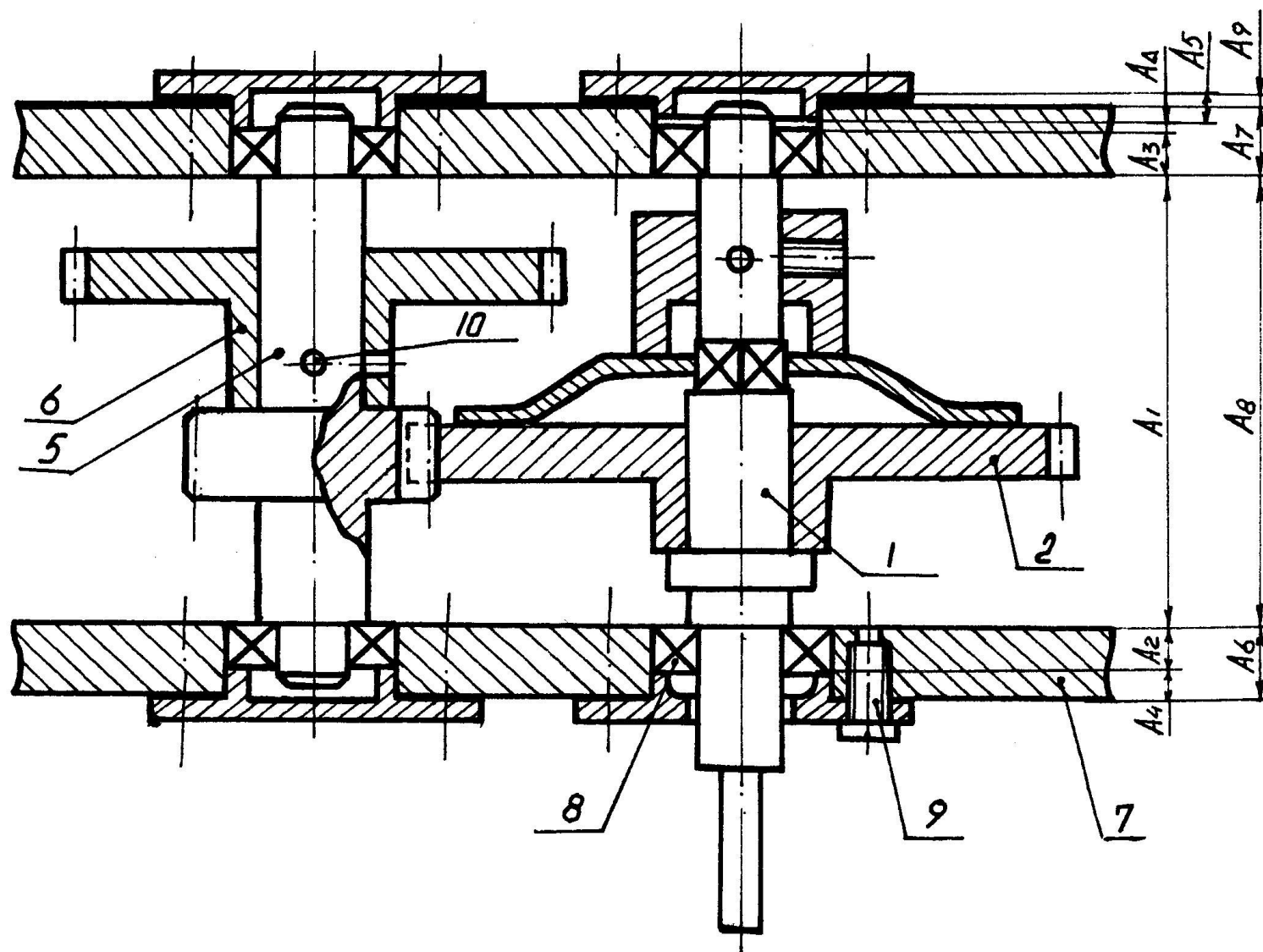
отклонение формы цилиндрических поверхностей - таблица 2.22, стр. 397;

контроль параллельности – таблица 2.31, стр. 418;

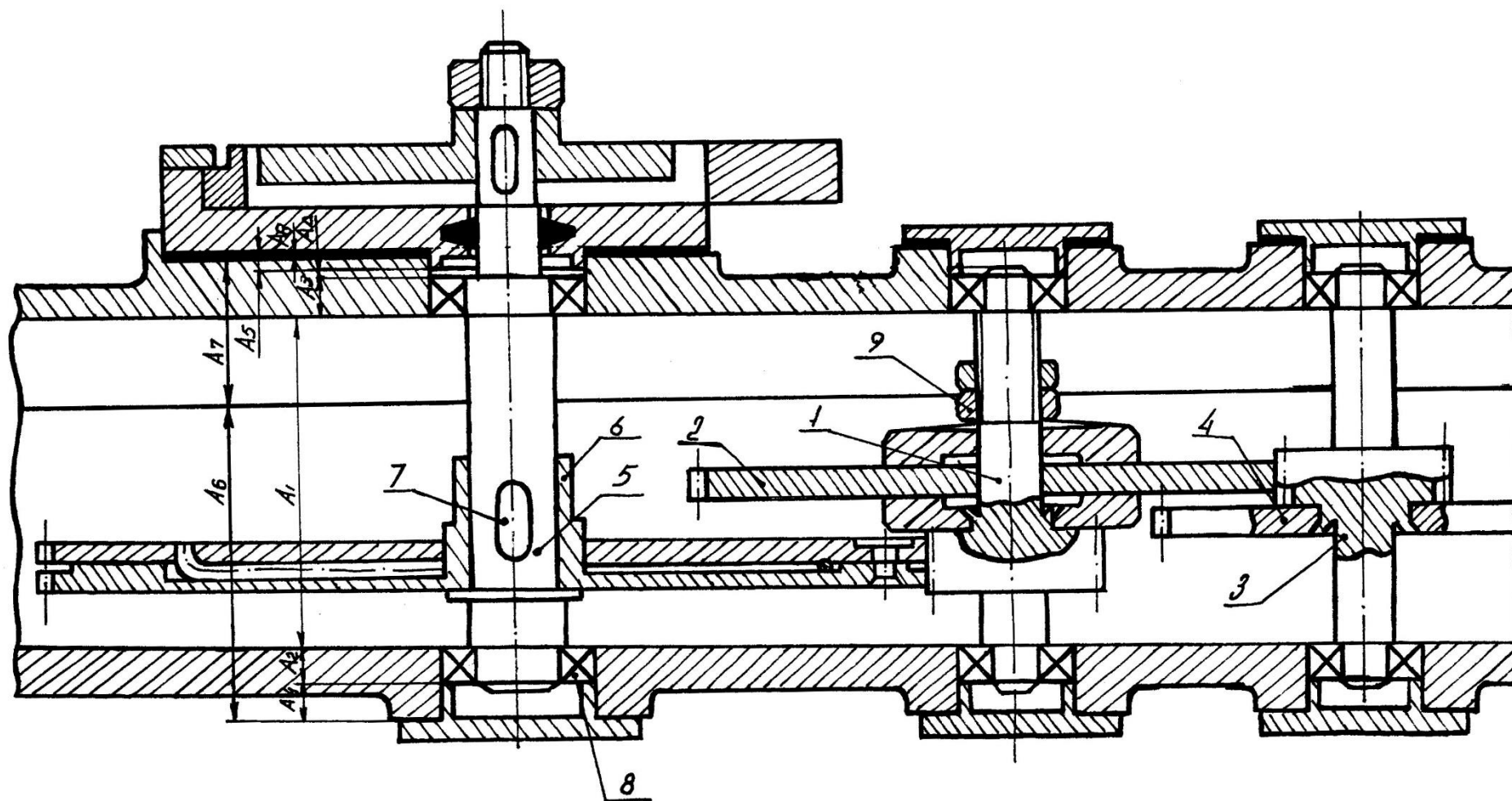
контроль перпендикулярности – таблица 2.36, стр. 427;

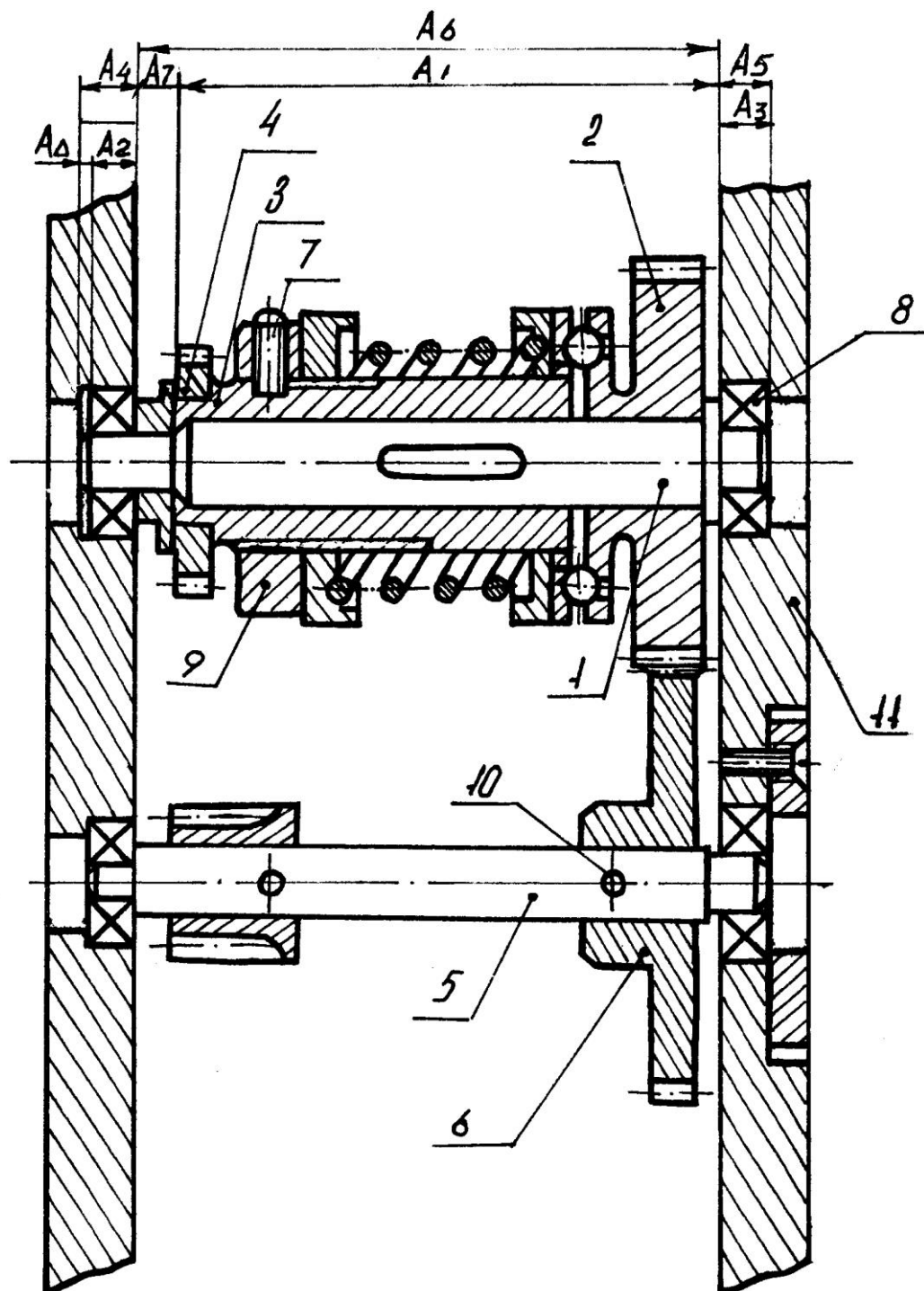
контроль соосности, симметричности, пересечения осей, радиального биения – таблица 2.44, стр. 450.

Вариант 1

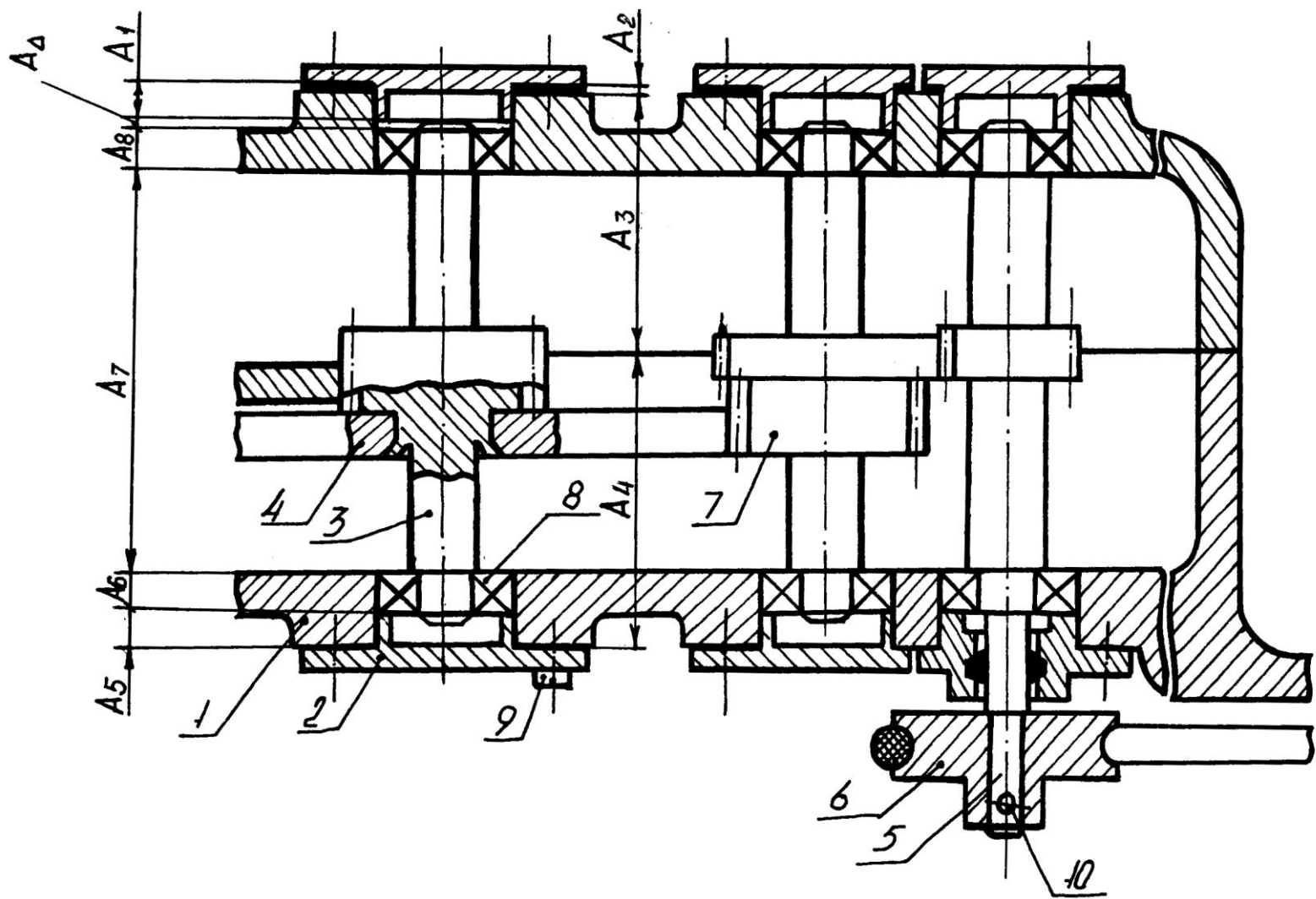


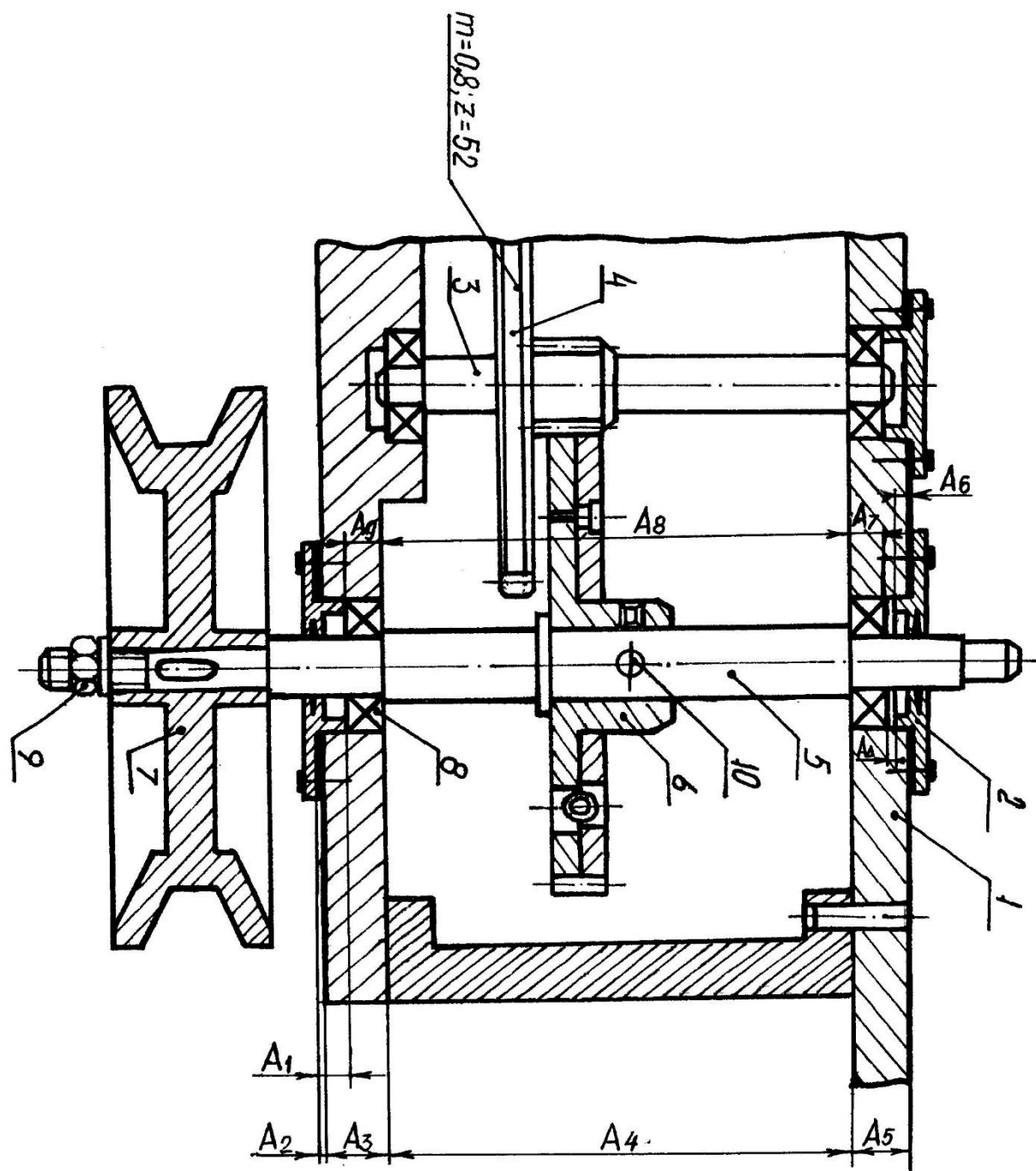
Вариант 2



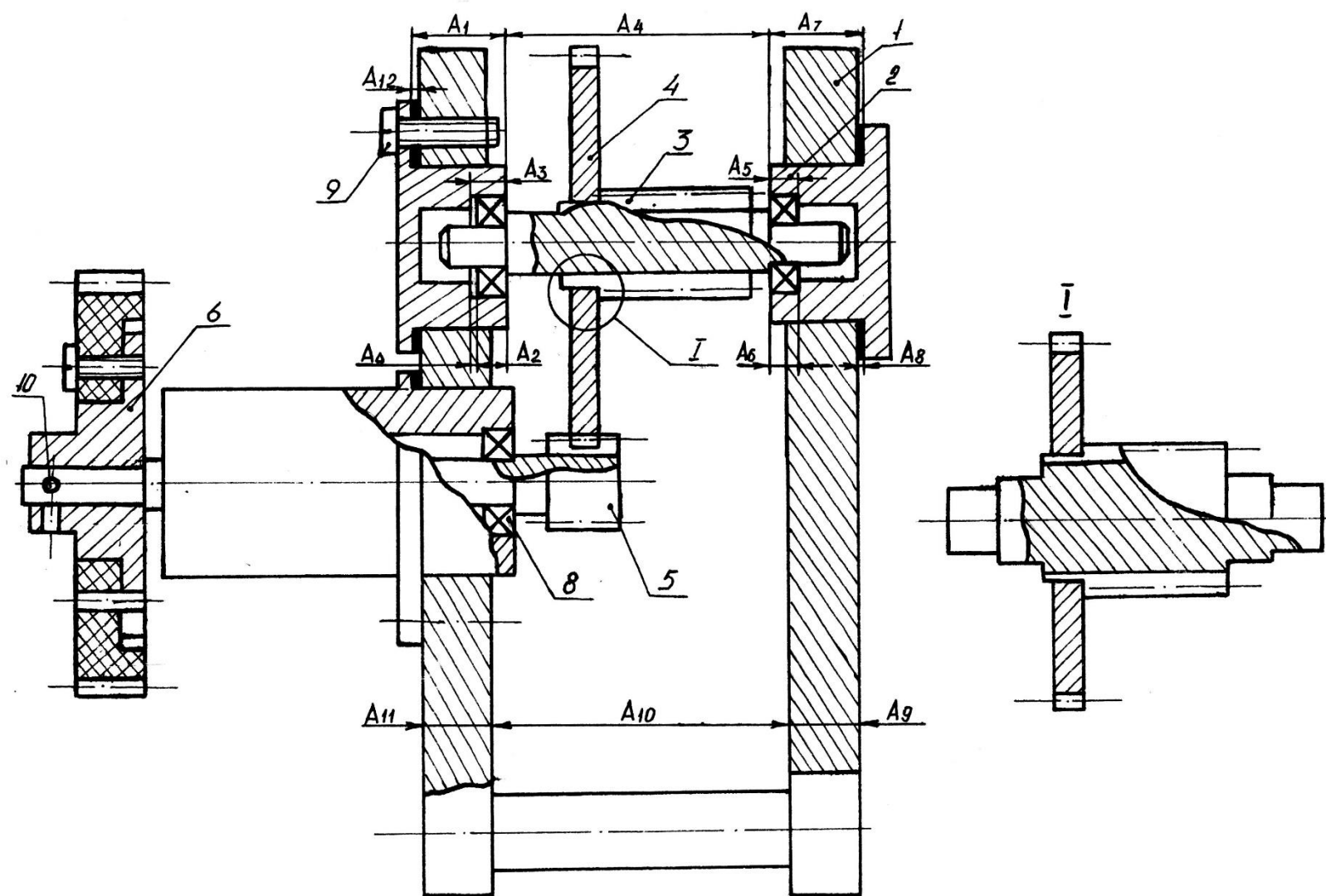


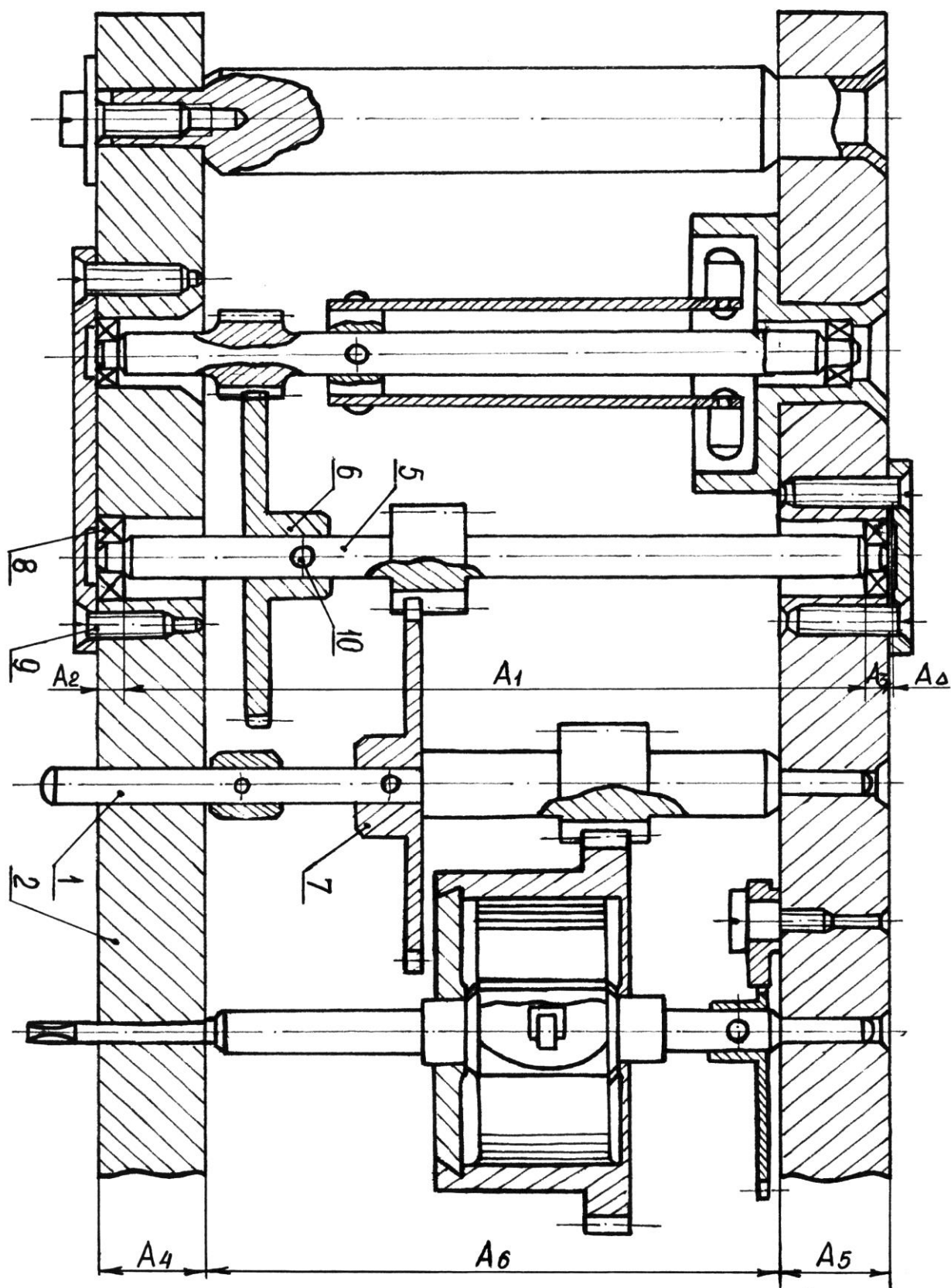
Вариант 4

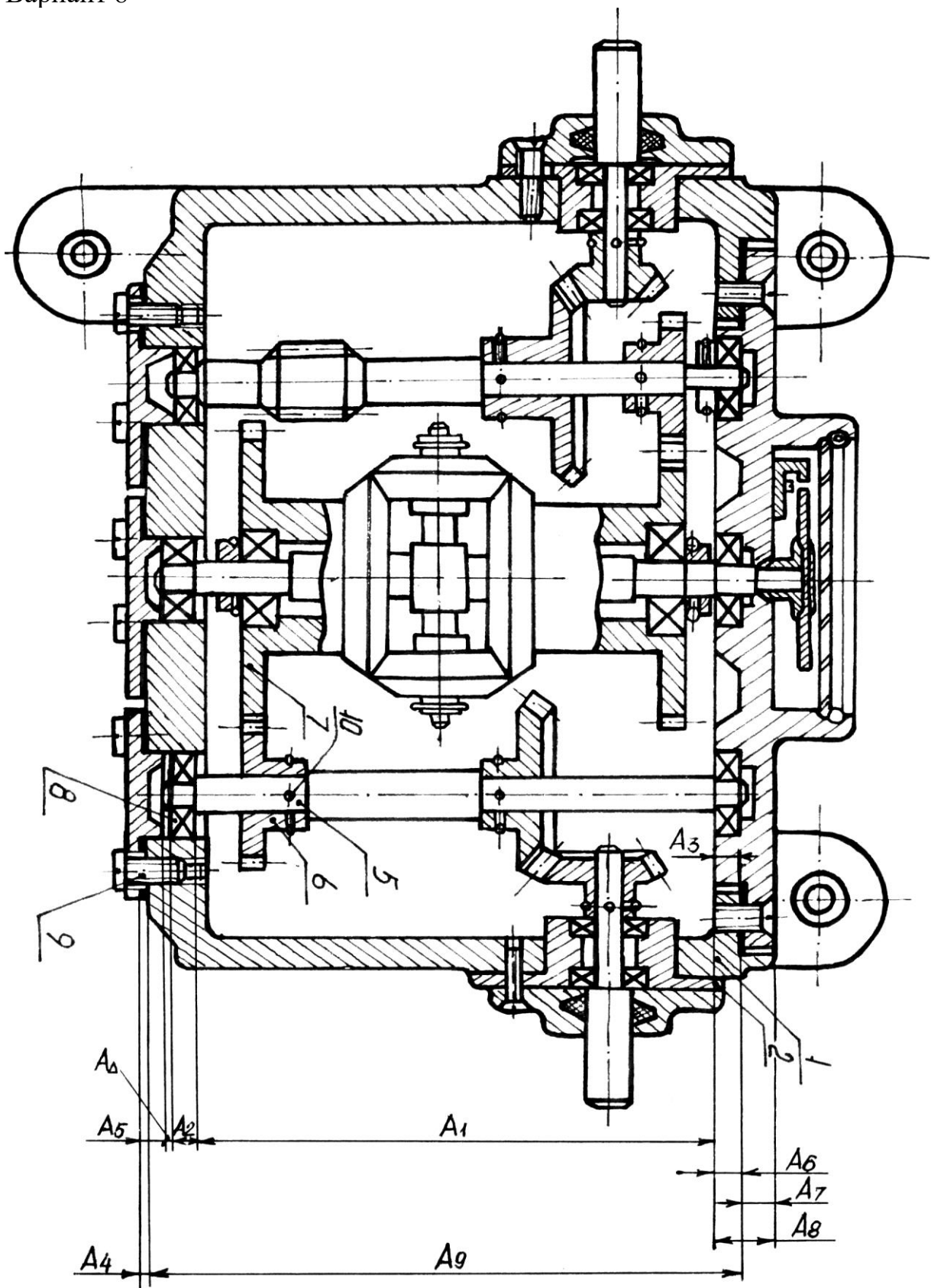




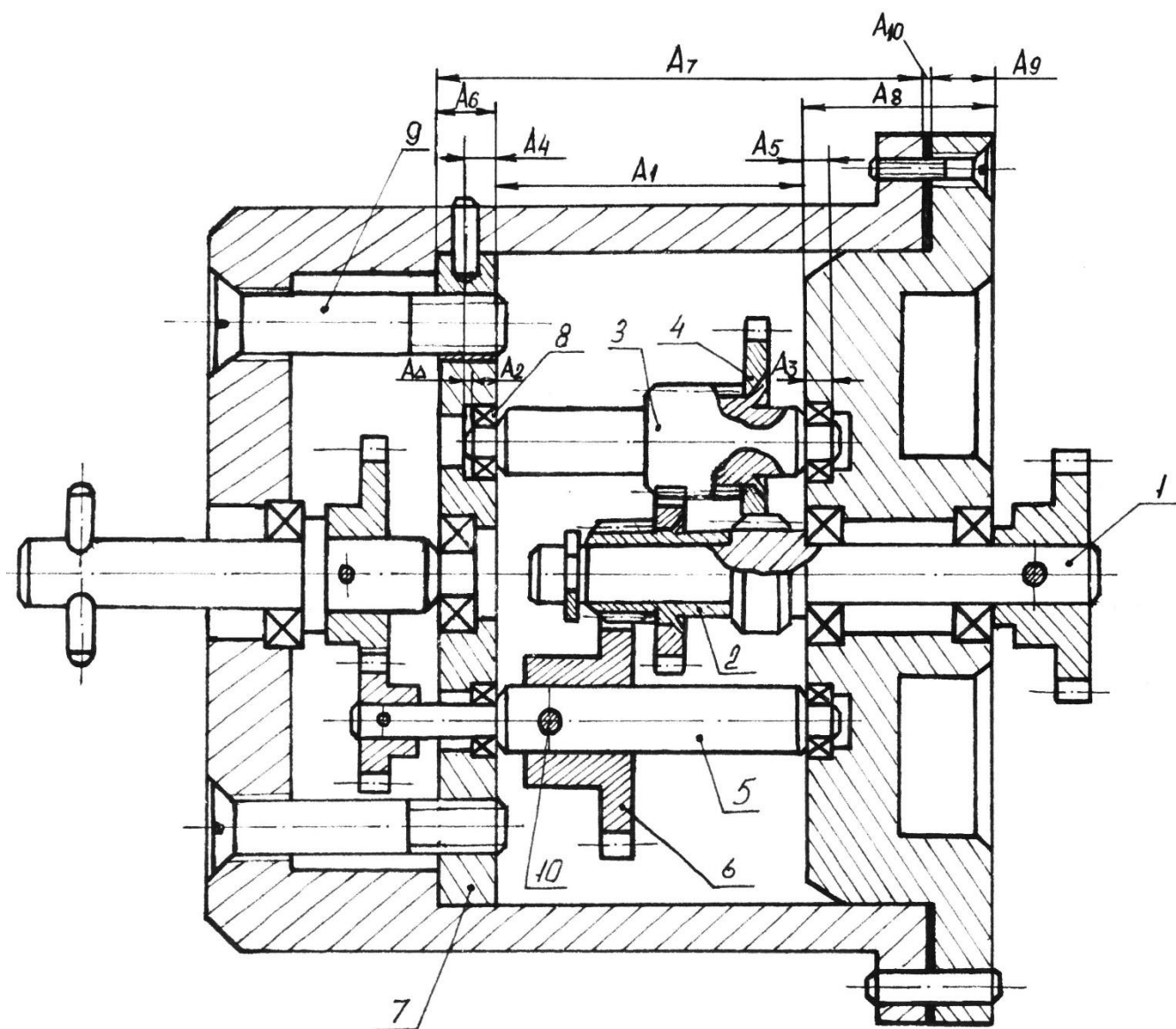
Вариант 6



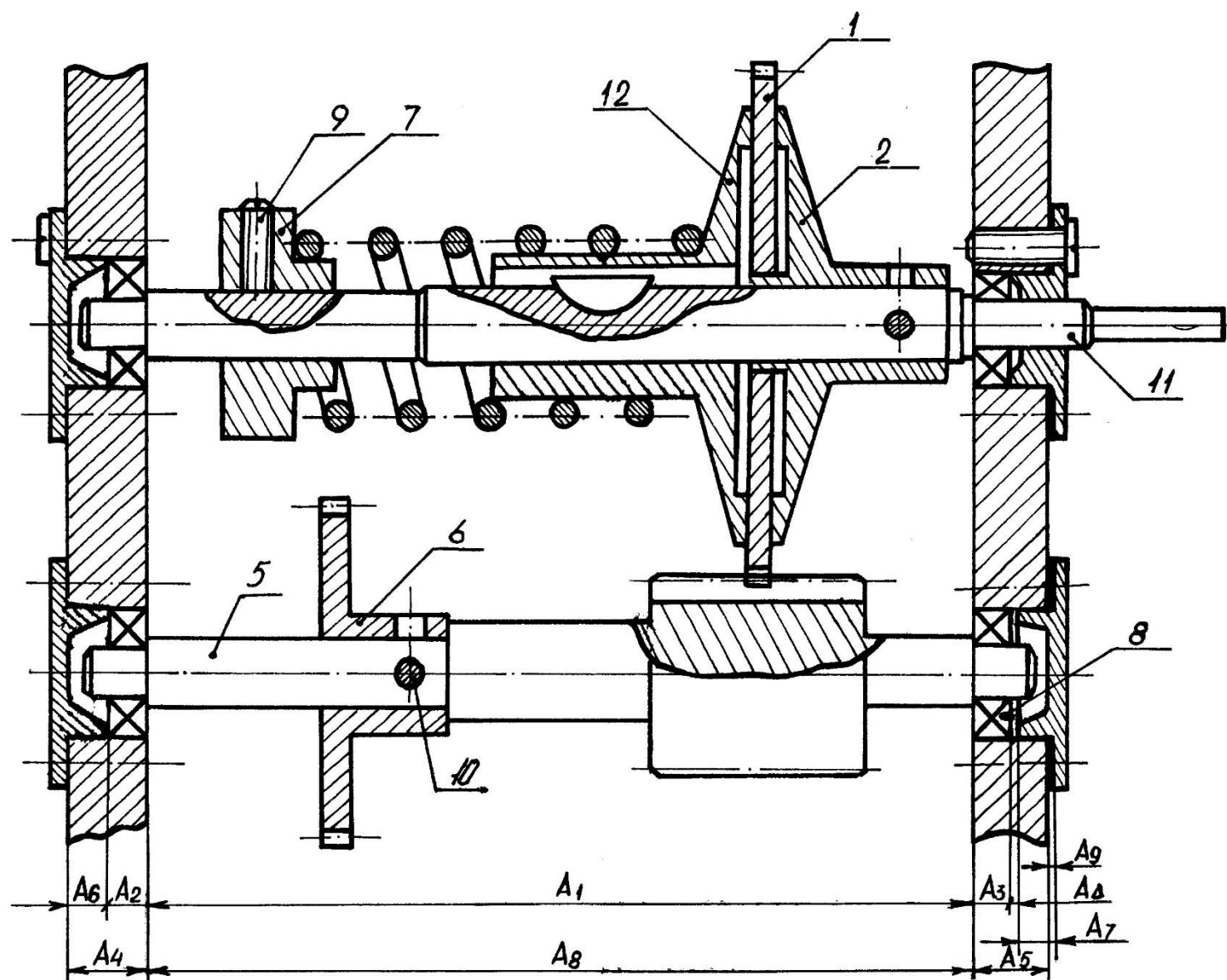




Вариант 9



Вариант 10



Задание № 1

Радиальная нагрузка на опору $R=100H$

Вариант	Размер сопряжения, мм				Сопряжение 1-2		Климатическое исполнение	Тип производства
	1-2	5-6	1-8	7-9	$[S_{max}]$	$[S_{min}]$		
1.	7	4	2	M0,8	35	10	У1	Единичное
2.	6	6	4	M2	18	3	ТВ3	Крупносер.
3.	5	5	3	M1,6x0,2	36	8	УХЛ4	Массовое
4.	4	3	2	M1	29	9	Т5	Единичное
5.	5,5	4,5	3	M1,8x0,2	34	6	ХЛ3	Мелкосер.
6.	8	5	4	M2x0,25	30	3	О4	Единичное
7.	6	6	5	M3	28	2	У2	Единичное
8.	5,5	7	6	M3,5x0,35	50	8	УХЛ1	Крупносер.
9.	6	6	3	M1,4	43	10	ТВ1	Крупносер.
10.	4	8	7	M4x0,5	27	1	У3	Единичное
Вариант	Размерная цепь							
	A_1	$A_2 = A_3$	A_4	A_5	A_6	A_7	A_8	A_9
1.	28	2,3	1,2	A_5	3,5	3,5	28	0,1
2.	30	4	1	1,5	A_6	5	30	0,5
3.	32	3	A_4	3,2	6	6	32	0,2
4.	A_1	2,3	2,2	2,4	4,5	4,5	25	0,2
5.	36	3	1,5	2	5,5	A_7	36	0,5
6.	40	4	2	3	6	6	A_8	1
7.	45	4	1,5	2,5	5,5	5,5	45	A_9
8.	34	5	2	3,5	A_6	7	34	1,5
9.	26	3	A_4	2,5	5	5	26	0,5
10.	A_1	5	1,5	3,5	6,5	6,5	50	2

Задание № 2

Производство крупносерийное. Радиальная нагрузка на опору R=50 Н.
Исполнение У3

Вариант	Размер сопряжения, мм				Сопряжение 3-4					
	1-2	5-6	5-8	1-9	d_2 , мм	$d_{н.с.}$, мм	l , мм	$M_{кр}$, Н·м	материал	
									дет. 3	дет. 4
11.	8	12	9	M8x0,5	56	14	5	0,03	Сталь35	Бронза
12.	8,5	6	4	M9x1	36	8	3	0,01	Сталь45	Латунь
13.	6	8	5	M6x0,75	40	10	4	0,08	СтальУ8А	Сталь35
14.	9	16	12	M9x0,75	71	18	6	0,05	Сталь20Х	Бронза
15.	4	10	7	M4x0,5	50	12	7,5	0,09	Сталь40Х	Сталь45
16.	5	14	12	M5x0,5	63	16	8	0,1	Сталь35	Латунь
17.	6,7	11	8	M7x0,5	63	15	5,6	0,04	Сталь40Х	Бронза
18.	8,5	15	12	M9x0,5	80	18	9	0,12	Сталь45	Латунь
19.	3,4	9	7	M3,5x0,35	71	13	4,5	0,02	Сталь35	Сталь35
20.	4,8	9,5	6	M5x0,5	67	17	8,5	0,04	Сталь45	Бронза
Вариант	Размерная цепь									
	A_1	$A_2=A_3$	A_4	A_5	A_6	A_7	A_8			
11.	45	8	A_4	5,5	45	24	1,5			
12.	24	5	2	3	A_6	10	1			
13.	30	5	2,5	A_5	30	15	0,5			
14.	A_1	6	2	2,5	38	20	0,5			
15.	28	6	3	4	30	A_7	1			
16.	34	10	2	2,5	39	19	A_8			
17.	25	6	A_4	4,2	29	16	0,2			
18.	A_1	8	3	4	45	25	1			
19.	22	5	1	1,2	A_6	11	0,2			
20.	20	6	1,5	2	23	A_7	0,5			

Задание № 3

Производство единичное. Исполнение УХЛ4

Вариант	Размер сопряжения, мм				Сопряжение 3-4					
	1-2	5-6	1-8	7-9	d_2 , мм	$d_{н.с.}$, мм	l , мм	$M_{кр}$, Н·м	материал	
									дет. 3	дет. 4
21.	6	5	4	M9x0,5	18	8	3,2	0,01	Сталь35	Латунь
22.	7	5	5	M11x0,75	20	10	3,6	0,02	Сталь45	Латунь
23.	8	6	6	M12x1	25	11	4	0,03	Сталь20X	Латунь
24.	16	8	12	M20x1,5	36	18	6	0,04	Сталь40X	Сталь35
25.	5,5	7	3	M10x1,25	14	7	2,5	0,06	Сталь40XH	Бронза
26.	10	9	7	M15x1,5	28	12	4,5	0,03	Сталь35	Латунь
27.	9	10	6	M14x1	22	11	3,8	0,07	Сталь20X	Бронза
28.	12	11	8	M16x0,75	32	15	5	0,1	Сталь45	Сталь45
29.	11	12	7	M17x1,5	25	13	4,2	0,08	Сталь40X	Бронза
30.	14	14	10	M18x2	40	17	6,3	0,1	Сталь35	Сталь35
Вариант	Размерная цепь									
	A_1	$A_2=A_3$	A_4	A_5	A_6	A_7				
21.	23	5	A_4	5	28	5				
22.	24	6	6	A_5	30	6				
23.	A_1	6	6	6	34	8				
24.	90	10	10	10	A_6	10				
25.	21	4	A_4	4	25	4				
26.	A_1	7	7	7	67	7				
27.	30	5	5	A_5	40	10				
28.	71	7	7	7	A_6	9				
29.	A_1	6	6	6	56	6				
30.	75	8	A_4	8	85	10				

Задание № 4

Исполнение ХЛ1. Производство единичное.

Вариант	Размер сопряжения, мм					Сопряжение 3-4				
	1-2	5-6	5-10	3-8	1-9	$d_{н.с.}$ мм	l , мм	$M_{кр}$, Н·м	материал	
									дет. 3	дет. 4
31.	16	6,3	1,9	5	M3	8	4	0,1	Сталь20Х	Сталь45
32.	13	5,6	1,6	4	M4	7	3	0,05	Сталь45	Латунь
33.	13	5	1,3	4	M5	7	4	0,07	Сталь35	Бронза
34.	16	6	1,8	5	M6	9	4	0,09	Сталь45	Сталь35
35.	9	5,5	1,6	4	M4	8	4	0,15	Сталь35	Сталь35
36.	19	7,1	2,1	6	M6x0,5	9	5	0,2	Сталь20Х	Сталь45
37.	13	6	1,7	4	M5x0,5	7	3	0,056	Сталь45	Латунь
38.	22	7,5	2,2	7	M8x1	12	5	0,14	Сталь40Х	Бронза
39.	9	5,6	1,6	4	M5	7,5	3	0,06	Сталь45	Бронза
40.	10	6	1,8	3	M4	6,2	3	0,04	Сталь35	латунь
Вариант	Размерная цепь									
	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	A_7	A_8		
31.	A_1	0,8	15	28	4	5	22,8	5		
32.	3	1	A_3	23	3	5	21	5		
33.	4	1,2	14	24	A_5	4	23,2	4		
34.	5	1	19	23	4	5	A_7	5		
35.	5	0,8	20	A_4	6	5	19,8	5		
36.	5	A_2	17	27	5	6	23	6		
37.	A_1	0,8	12	22	3	3	22,8	3		
38.	6	1,2	15	25	A_5	7	26,2	7		
39.	5,8	0,8	16	27,8	6	2,5	A_7	2,5		
40.	3	0,8	A_3	22	4	4	26	4		

Задание №5

Исполнение ТВ4. Производство крупносерийное.

Вариант	Размер сопряжения, мм					Сопряжение 3-4				
	1-2	5-7	5-10	5-8	5-9	$d_{н.с.}$, мм	l , мм	$M_{кр}$, Н·м	материал	
									дет. 3	дет. 4
41.	16	7,1	2,1	8	M6	7	4	0,05	Сталь35	Бронза
42.	16	6,5	2	8	M4	6	3	0,06	Сталь45	Латунь
43.	21	10	2,7	12	M8x1	7	3	0,08	Сталь20X	Латунь
44.	19	4	1	6	M3	8	5	0,06	Сталь40X	Бронза
45.	16	6	1,8	8	M5	8,6	4	0,07	Сталь35	Латунь
46.	22	6,3	1,8	7	M6	6,2	3	0,15	Сталь35	Сталь35
47.	24	10	2,7	15	M8	9	5	0,13	Сталь45	Сталь45
48.	16	6	1,8	8	M4	8	4	0,09	Сталь45	Бронза
49.	21	7,5	2,2	12	M6	7,6	4	0,1	Сталь20X	Сталь45
50.	24	9	2,5	15	M8	12	6	0,2	Сталь40X	Сталь35
Вариант	Размерная цепь									
	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6	A_7, A_9	A_8		
41.	4	A_2	8	47,5	8	4	4	48,5		
42.	4	0,8	A_3	45,5	9	4	4	48,3		
43.	5	1,2	10	46	A_5	5	5	47,2		
44.	8	1,2	14	30,2	14	8	6	A_8		
45.	5	1	10	40	10	A_6	4	43		
46.	A_1	0,8	13	42	13	5	7	44,8		
47.	4	1,2	9	A_4	9	4	5	47,2		
48.	3	0,8	7	46,5	A_5	3	4	47,3		
49.	8	0,8	14	48	14	8	5	A_8		
50.	6	1	A_3	48	11	6	5	49		

Задание № 6

Исполнение Т2. Производство единичное.

Вариант	Размер сопряжения, мм					Сопряжение 3-4				
	1-2	5-6	5-10	3-8	1-9	$d_{н.с.}$, мм	l , мм	$M_{кр}$, Н·м	материал	
									дет. 3	дет. 4
51.	24	8	2,5	6	M4	10	4	0,05	Сталь35	Сталь35
52.	29	10	2,7	15	M5	19	7	0,1	Сталь45	Сталь35
53.	21	6,3	1,8	8	M6	12	5	0,07	Сталь20X	Бронза
54.	26	7,1	2,1	12	M8x1	14	6	0,08	Сталь40X	Латунь
55.	24	9	2,5	6	M8	10	4	0,06	Сталь45	Латунь
56.	29	7,5	2,1	15	M5x0,5	19	7	0,12	Сталь35	Сталь45
57.	27	6,7	2	7	M4	11	5	0,06	Сталь45	Бронза
58.	15	8,5	2,5	3	M6	7	3	0,05	Сталь35	Латунь
59.	31	5,6	1,6	9	M5	13	5	0,2	Сталь40X	Сталь35
60.	26	9,5	2,6	12	M6x0,5	16	6	0,15	Сталь20X	Бронза
Вариант	Размерная цепь									
	A_1, A_7	A_2, A_6	A_3	A_4	A_5	A_9, A_{11}	A_{10}	A_8, A_{12}		
51.	8	6	A_3	36	6	5	40	1		
52.	11	5	5	39,6	A_5	8	42	0,8		
53.	9	6	4	30,4	4	6	A_{10}	1,2		
54.	10	6	5	A_4	5	7	52,4	0,8		
55.	11	6	A_3	48	6	8	52	1		
56.	A_1, A_7	7	5	56	5	6	57,6	1,2		
57.	10	6	7	46	A_5	7	52,6	0,8		
58.	8	4	4	38	4	5	A_{10}	1		
59.	9	6	8	A_4	8	6	68	1		
60.	11	6	A_3	59	5	8	60,6	1,2		

Задание № 7

Радиальная нагрузка на опору $R=180H$

Вариант	Размер сопряжения, мм				Сопряжение 1-2		Климатическое исполнение	Тип производства
	1-2	5-6	5-8	2-9	$[S_{max}]$	$[S_{min}]$		
61.	6	8	7	M3,5	30	10	TB2	Крупносер.
62.	7	10	9	M4	45	11	TM1	Крупносер.
63.	8	4	3	M2	30	2	У2	Единичное
64.	9	14	12	M5	56	25	УХЛ4	Единичное
65.	10	9	8	M3,5	32	4	T1	Единичное
66.	12	5	4	M2,5	52	14	O4	Крупносер.
67.	14	6	5	M2,5	36	6	B2	Мелкосер.
68.	4	9	8	M3,5	28	8	M3	Мелкосер.
69.	5	10	9	M4	44	18	XЛ1	Массовое
70.	8	7	6	M3	32	10	У5	единичное
Вариант	Размерная цепь							
	A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6		
61.	72	7	7	A_4	18	50		
62.	82	6	6	20	A_5	54		
63.	100	3	3	24	24	A_6		
64.	110	10	10	A_4	28	74		
65.	108	7	7	30	A_5	62		
66.	A_1	5	5	32	32	52		
67.	126	4	4	32	32	A_6		
68.	78	7	7	A_4	12	68		
69.	A_1	6	6	16	16	50		
70.	96	9	9	24	A_5	66		

Задание № 8

Радиальная нагрузка на опору $R=600H$

Вариант	Размер сопряжения, мм				Сопряжение 1-2		Климатическое исполнение	Тип производства
	1-2	5-6	1-8	1-9	$[S_{max}]$	$[S_{min}]$		
71.	16	5	13	M2,5	100	50	B4	Массовое
72.	24	8	19	M3,5	96	36	T1	Единичное
73.	38	12	30	M4	110	46	O5	Крупносер.
74.	20	7	16	M3	160	64	У2	Крупносер.
75.	28	9	22	M2	110	40	TB4	Единичное
76.	30	10	22	M3	170	64	TM1	Единичное
77.	40	14	32	M5	180	50	ХЛ2	Мелкосер.
78.	14	6	16	M2,5	138	44	УХЛ3	Массовое
79.	22	11	16	M3,5	98	40	OM2	Крупносер.
80.	12	4	8	M2	70	30	У5	Единичное
Вариант	Размерная цепь							
	A_1	$A_2 = A_3$	A_4	A_5	A_6	A_7	A_8	A_9
71.	A_1	5	0,3	4	5	8	14	62,7
72.	50	6	0,4	5	6	A_7	15	67,6
73.	67	9	0,8	A_5	9	14	24	93,2
74.	48	5	0,2	4	5	8	14	A_9
75.	63	7	A_4	6	7	12	20	83,4
76.	63	7	0,6	6	7	12	A_8	83,4
77.	71	10	1	9	A_6	14	25	100
78.	A_1	5	0,3	4	5	8	14	62,7
79.	45	4	0,2	3	4	A_7	10	56,8
80.	40	3	0,2	2	3	5	9	A_9

Задание № 9

Исполнение У1. Производство крупносерийное.

Вариант	Размер сопряжения, мм				Сопряжение 3-4					
	1-2	5-6	3-8	7-9	d_2 , мм	$d_{н.с.}$, мм	l , мм	$M_{кр}$, Н·м	материал	
									дет. 3	дет. 4
81.	8	10	4	M4	24	8	3	0,02	Сталь35	Латунь
82.	10	12	6	M5	36	12	4	0,06	Сталь45	Бронза
83.	12	13	10	M6	60	20	7,5	0,08	Сталь20Х	Сталь35
84.	15	17	5	M8	30	10	3	0,05	Сталь35	Бронза
85.	17	20	8	M10	42	14	5	0,06	Сталь45	Латунь
86.	20	18	7	M12	48	16	5	0,07	Сталь40Х	Бронза
87.	25	20	4	M14	72	24	8	0,09	Сталь45	Сталь45
88.	19	21	12	M10	24	8	3	0,02	Сталь35	Латунь
89.	14	16	6	M6	48	16	5	0,07	Сталь45	Сталь35
90.	16	14	5	M8	18	6	2	0,01	Сталь45	латунь
Вариант	Размерная цепь									
	A_1	A_2, A_3	A_4, A_5	A_6	A_7	A_8	A_9	A_{10}		
81.	30	5	A_4	8	56,5	18	9	0,5		
82.	36	6	6	15	A_7	32	16	1		
83.	A_1	9	9	23	94,7	48	24	0,3		
84.	28	5	5	8	44,3	A_8	9	0,7		
85.	45	7	7	18	81,5	38	19	A_{10}		
86.	40	7	7	A_6	70	32	19	1		
87.	60	5	5	8	88,2	30	A_9	0,8		
88.	50	10	A_4	25	88,6	40	26	0,4		
89.	A_1	6	6	15	60,5	34	16	0,5		
90.	25	5	5	8	A_7	20	9	0,9		

Задание № 10

Радиальная нагрузка на опору $R=300H$

Вариант	Размер сопряжения, мм					Сопряжение 1-2		Климатическое исполнение	Тип производства
	1-2	5-6	5-8	7-9	11-12	$[S_{max}]$	$[S_{min}]$		
91.	8	4	3	M1,8	6	34	10	УХЛ2	Крупносер.
92.	10	5	4	M2	8	58	24	T4	Единичное
93.	6	3	2	M1,2	5	36	8	B1	Мелкосер.
94.	12	6	4	M3	10	36	4	У5	Массовое
95.	16	6	5	M4	12	54	14	ХЛ3	Крупносер.
96.	18	6	3	M2,5	14	26	6	ТМ2	Мелкосер.
97.	14	5,5	4	M3	8	40	14	M4	Единичное
98.	20	6	5	M5	18	64	18	O1	Единичное
99.	15	8	6	M2	10	52	10	ТВ5	Мелкосер.
100.	18	6,4	4	M1,6	16	40	6	У2	Массовое
Вариант	Размерная цепь								
	A_1	$A_2 = A_3$	A_4	A_5	A_6	A_7	A_8	A_9	
91.	A_1	4	9	9	5	5,5	25	0,5	
92.	40	5	A_4	11	6	7	40	1	
93.	20	2,3	5	5	A_6	2,8	20	0,1	
94.	32	4	7,5	7,5	3,5	3,7	32	A_9	
95.	50	5	10	10	5	A_7	50	0,5	
96.	45	3	6,5	A_5	3,5	3,7	45	0,2	
97.	56	4	9	9	5	6	A_8	1	
98.	48	4	8	8	A_6	4,5	48	0,5	
99.	28	6	12	12	6	7,5	28	A_9	
100.	36	5	A_4	12	7	7,2	36	0,2	