



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

Составитель

профессор к.т.н. Решенкин А.С.

Практикум

по дисциплине «Основы ремонта средств аэродромно-технического
обеспечения»

Ростов-на-Дону 2017

I

ВЫБОР И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ

Сведения из теории

Приспособлениями называют вспомогательные устройства, используемые для выполнения технологических операций изготовления машин, их ремонта и контроля. Применение приспособлений значительно облегчает труд рабочего, повышает его производительность и качество выполняемых операций, а также позволяет расширить технологические возможности оборудования, т.е. увеличить количество разнообразных видов обработки на данном оборудовании. На заводах серийного и крупносерийного производства на каждую изготавливаемую деталь приходится от 4 до 10 приспособлений. Затраты на изготовление и эксплуатацию приспособлений составляют 3—7 % от себестоимости изготавливаемых изделий.

По целевому назначению приспособления разделяют на следующие виды: 1) станочные, применяемые для установки и закрепления заготовок на металлорежущих и других станках; 2) приспособления для фиксации и закрепления рабочего инструмента; 3) сборочные и разборочные приспособления для выполнения операций сборки и разборки машин; 4) контрольные приспособления, применяемые для проверки заготовок на промежуточных операциях обработки, а также при контроле готовых деталей и сборочных единиц; 5) приспособления для захвата, перемещения и перевертывания обрабатываемых заготовок и сборочных единиц.

Изучать основы конструирования приспособлений целесообразно начинать с приспособлений для станочной обработки. В них встречаются наиболее распространенные элементы и механизмы любого приспособления. В зависимости от вида и назначения станочные приспособления могут состоять из следующих элементов: установочных — для установки заготовки в требуемом положении; зажимных — для надежного закрепления заготовки; направляющих — для направления инструмента при обработке заготовки; элементов, обеспечивающих правильное положение режущего инструмента при

настройке станка; вспомогательных элементов и устройств; корпусных, объединяющих все элементы приспособления в единую конструкцию.

Установочные элементы приспособлений

Установочные элементы приспособлений служат для придания заготовке правильного положения относительно режущего инструмента. Рассмотрим типовые случаи установки заготовок и конструктивные особенности установочных элементов. При установке заготовки на плоскость применяют опоры постоянные, регулируемые,

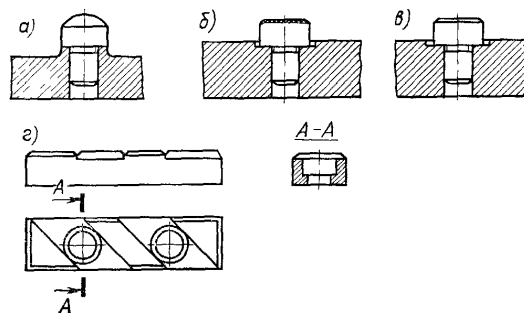


Рис. 1.1

самоустанавливающиеся, подводимые. К постоянным опорам относятся различные конструкции штырей и опорных пластин. Для установки заготовок по необработанным поверхностям применяют штыри со сферической (рис. 1.1,а) или с рифленой (рис. 1.1,б) головкой;

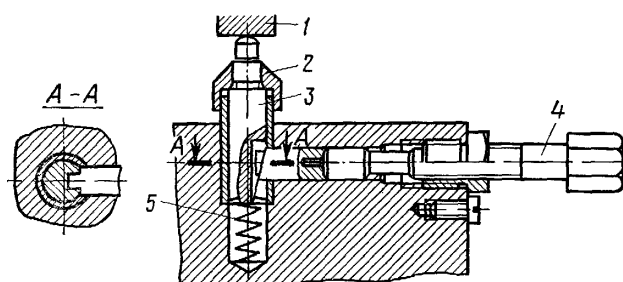
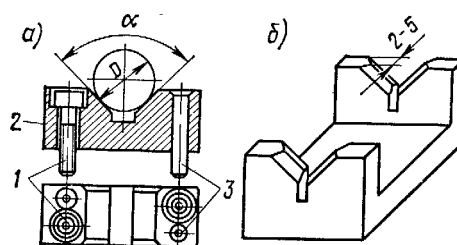


Рис. 1.2

последние используют для установки крупных отливок и поковок. Штыри с плоской головкой (рис. 1.1,б) предназначены для установки на плоскость, обработанную не ниже $R_a = 2,5$ мкм. Заготовки с чисто обработанной базовой



поверхностью устанавливают на опорные пластины (рис. 1.1,г). Постоянные опоры при износе меняют. Регулируемые опоры в отличие от постоянных позволяют периодически изменять их осевое положение для компенсации износа контактных плоскостей опор. В связи с этим регулируемые опоры монтируют в корпусе приспособления путем ввертывания в корпус на резьбе с фиксацией контргайкой. Опоры в корпусе приспособления располагают в общем случае по правилу шести точек.

Рис. 1.3

Установочные элементы, используемые как добавочные опоры для устранения деформации заготовки от действия сил резания, сил зажима или собственного веса заготовки, выполняют в виде самоустанавливающихся либо подводимых опор. Пример конструкции самоустанавливающейся опоры приведен на рис. 1.2. Заготовку 1 устанавливают на постоянные опоры (штыри или пластины). Однако для исключения прогиба заготовки применена дополнительная самоустанавливающаяся опора 3. Эта опора, находясь под воздействием предварительно сжатой пружины 5, выдвигается вверх до упора в поверхность заготовки, после чего ее положение фиксируют винтом 4. Колпачок 2 защищает устройство от попадания мелкой стружки.

Для крупногабаритных заготовок применяют подводимые клиновые опоры, которые стопорят затяжкой маховичка.

Опорные штыри и пластины изготавливают из стали 45, У8А, 20 или 20Х с последующей термообработкой до твердости HRC 56—60 и шлифованием несущих поверхностей до $R_a = 0,63$ мкм.

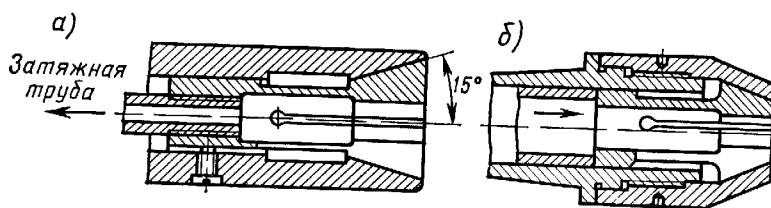


Рис. 1.4

При установке заготовки на внешнюю цилиндрическую поверхность используют призмы 2 (рис. 1.3), патроны и втулки. Призмы обычно делают с

углом $\alpha = 90^\circ$. Для точной установки призмы на корпусе приспособления применяют штифты 3; закрепляют призму винтами 1. Патроны различают кулачковые (двух-, трех- и четырехкулачковые), цанговые, мембранные и других конструкций. На рис. 1.4 показаны конструктивные схемы цанговых патронов. При зажиме заготовки цанга втягивается затяжной трубой в конусное гнездо (рис. 1.4,а) или вдвигается в конус (рис. 1.4,б). Цанги изготовляют из стали У10А. Кулачковые и цанговые патроны выполняют одновременно функции центрирования (установки) заготовки и зажимного устройства.

Если базовая цилиндрическая поверхность заготовки выполнена с отклонением, соответствующим 6-му или 8-му качеству, то деталь можно установить во втулке. На рис. 1.5 показана установка фланцевой детали 1 во втулку 2 с базированием по цилиндрической поверхности и торцу.

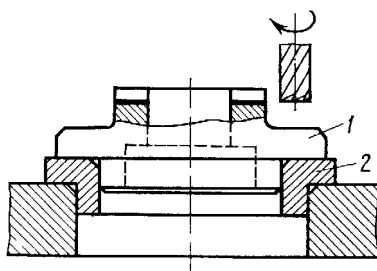


Рис. 1.5

Если заготовку ориентируют по двум внешним цилиндрическим поверхностям (рис. 1.6), то одну поверхность базируют на призму 1, а другую — на самоустанавливающуюся призму 2. Применение самоустанавливающейся призмы обусловлено тем, что исходные заготовки выполнены с определенными отклонениями диаметральных размеров.

Для установки заготовки на внутреннюю цилиндрическую поверхность и перпендикулярную ее оси плоскость применяют пальцы и оправки. На рис. 1.7, а и б показаны постоянные, а на рис. 1.7, в и г — сменные пальцы.

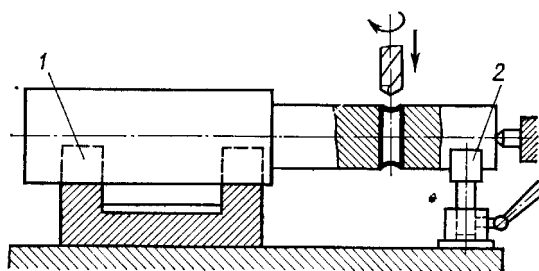


Рис. 1.6

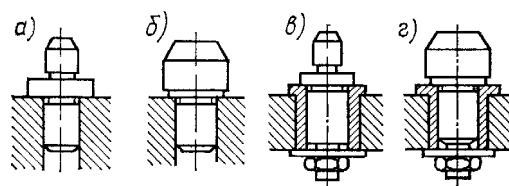


Рис. 1.7

Базирование заготовки осуществляют отверстием на палец и торцевой поверхностью заготовки на опорную пластину приспособления. Базовая плоскость заготовки должна быть подвергнута чистовой обработке. При установке заготовки на два отверстия используют два пальца 1 и 2 (рис. 1.8), из которых один срезают так, как показано на рисунке. Эти срезы компенсируют погрешности 2δ в расстоянии между осями отверстий устанавливаемых заготовок и одновременно обеспечивают минимальные угловые отклонения заготовки вокруг оси цилиндрического пальца. Расчет конфигурации срезанного пальца приведен в справочной литературе. Диаметр срезанного пальца выполняют с посадкой в отверстия H7/f7 или H9/d9. Палец со срезами применяют также при установке заготовки по одному обработанному отверстию и параллельной ему плоскости (рис. 1.9). В этом случае срезы пальца компенсируют колебание размера A .

Для установки заготовки на отверстие используют также оправки. Различают оправки консольного типа (с установкой в конусном отверстии шпинделя станка) и центрового (с установкой на центры). По конструкции оправки бывают жесткими (рис. 1.10) и разжимными (рис. 1.11). На рис. 1.10, а показана цилиндрическая оправка центрового типа, на которую заготовка насаживается с натягом под прессом, а на рис. 1.10, б — оправка, на которую заготовка устанавливается с зазором и затяжкой с торца гайкой. На рис. 1.11, а изображена цанговая разжимная оправка. При вращении гайки 5 цанговая втулка 3, имеющая три разреза, перемещается на конической поверхности оправки 4, центрирует и зажимает заготовку 2. Гайкой 1 ограничивается перемещение цанги влево. Разжимная оправка, показанная на рис. 1.11, б, имеет упругую втулку 1. Эта втулка распирается изнутри гидропластом 2 в результате

затяжки винта 3. Вращая винт против часовой стрелки, освобождают заготовку от зажимной силы. Базовое отверстие заготовки должно быть обработано с отклонением не ниже 8-го качества. Разжимные оправки бывают также с тремя сухарями, разжимаемыми внутренним конусом, с роликовыми втулками и других конструкций.

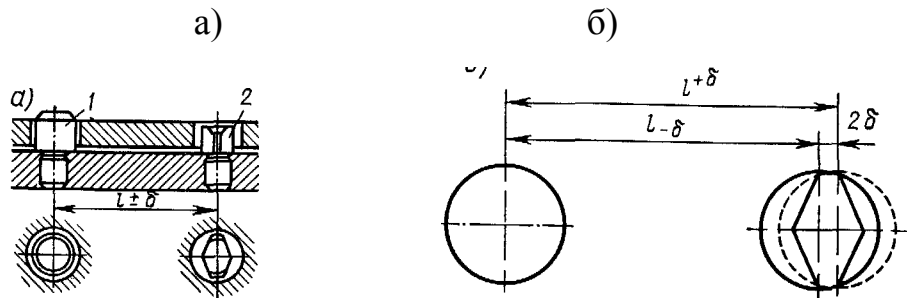


Рис. 1.8

При обработке валов с базированием на центровые гнезда или конические фаски в качестве установочных элементов принимают центры. На рис. 1.12, а показана конструкция обычного жесткого центра, на рис. 1.12,б - установка заготовки конической фаской на срезанный центр, на рис. 1.12,в - конструкция вращающегося центра, на рис. 1.12,г - конструкция поводкового центра с мелкими зубцами, которые способны передавать крутящий момент путем их внедрения в базовую коническую фаску заготовки. Эти конструкции центров вызывают погрешности

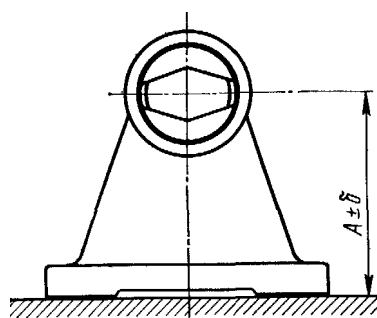


Рис.1.9

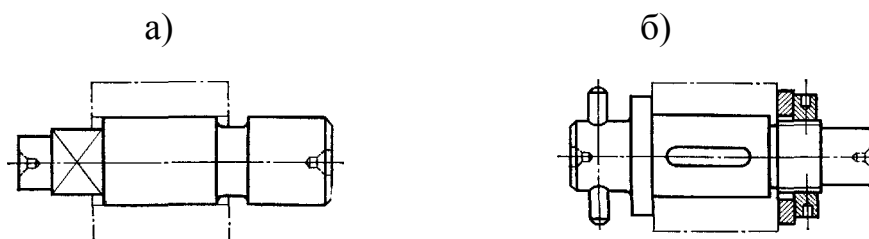
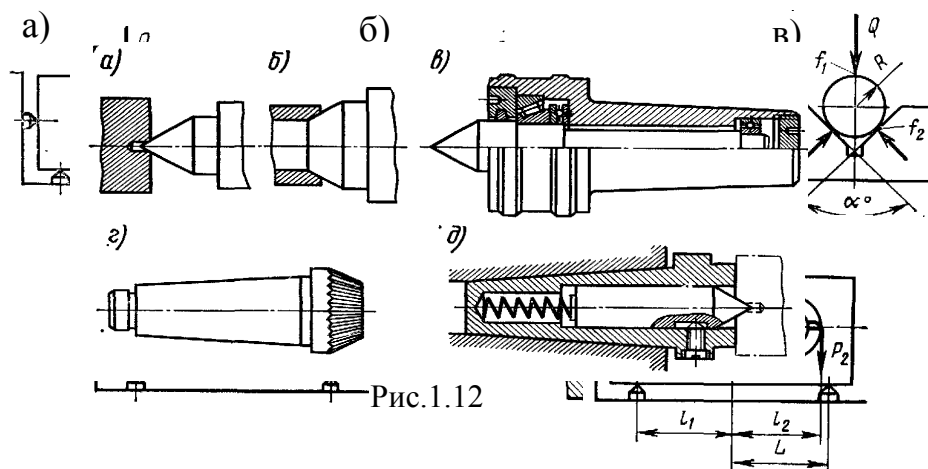


Рис. 1.10

Рис. 1.11

базирования при получении осевых размеров из-за неточностей выполнения центровых гнезд или базовых фасок. Для точной установки заготовки по длине применяют конструкцию «плавающего» переднего центра (рис. 1.12, д). При поджиме заготовки задним центром ее торец упирается в торец конусной втулки, установленной в отверстии шпинделя, что обеспечивает постоянство осевого положения обрабатываемой партии заготовок.

Рис.1.12
Зажимные устройства приспособлений

Зажимные устройства предназначены для создания надежного контакта заготовки с установочными элементами приспособлений и предотвращения возможного смещения и вибрации заготовки в процессе выполнения операции. При проектировании зажимного устройства следует в первую очередь рассчитать необходимую силу зажима. Для этого намечают схему установки заготовки и определяют направления действия силы резания и силы зажима.

Рис. 1.13

Рассмотрим методику расчета силы зажима для некоторых схем обработки. На рис. 1.13,а показаны компоненты P_1 и P_2 силы резания; компонент P_1 направлен против нижних опор, компонент P_2 стремится сдвинуть заготовку. Сдвиг заготовки будет исключен при соблюдении неравенства

$$P_2 < Qf_1 + (Q + P_1)f_2, \quad (1.1)$$

где f_1 и f_2 — коэффициенты трения заготовки о зажимный и установочный элементы приспособления.

Вводя коэффициент запаса $K > 1$, находим значение зажимной силы

$$Q = K(P_2 - f_2 P_1) / (f_1 + f_2). \quad (1.2)$$

Коэффициент трения f можно принимать: при установке заготовки на плоские опоры—0,16; при установке необработанными поверхностям на опоры со сферической головкой — 0,18—0,3; при установке на опоры с рифленой головкой — 0,7 и более.

Коэффициент K зависит от конкретных условий обработки и закрепления заготовки и колеблется от 1,5 до 8, т.е. в довольно широком диапазоне. Существенное влияние на значение коэффициента K оказывают: обработка на черновом режиме заготовки, имеющей заметные неровности поверхности; возрастание силы резания в связи с износом режущего инструмента; колебание развиваемой силы зажима; нестабильность расположения точек контакта при установке заготовки на планки.

При установке и закреплении заготовки в трехкулачковом патроне (рис. 1.13, б) сила зажима одним кулачком рассчитывается по формуле

$$Q = KM / (3fR), \quad (1.3)$$

где M — момент резания; f — коэффициент трения между кулачком и заготовкой; R — радиус заготовки.

При установке цилиндрической заготовки в призму с углом α (рис. 1.13, б) в случае сверления отверстия вдоль оси будут действовать момент резания M и осевая сила резания P_o . Сила P_o будет восприниматься упором приспособления, момент M — моментом трения в местах контакта заготовки с поверхностями призмы и в месте контакта заготовки с зажимным элементом. Следовательно,

$$KM = QRf_1 + QR \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} f_2$$

Отсюда

$$Q = KM / \left(Rf_1 + \frac{Rf_2}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right)_2 \quad (1.4)$$

На рис. 1.13,з показана схема одновременной расточки двух отверстий однорезцовыми скалками. Учитывая взаимное расположение резцов, можно ожидать появления наибольшей сдвигающей силы $P = P_1 + P_2$ или наибольшего момента $M = P_1 l_1 + P_2 l_2$. Условия равновесия определяются из формул:

$$Q = KP / (f_1 + f_2); \quad (1.5)$$

$$Q = KM / L. \quad (1.6)$$

При расчете зажимного элемента принимается большее Q . Для снижения зажимной силы шпиндели должны вращаться в разном направлении. Определив необходимую зажимную силу Q , можно проектировать конструкцию зажимного элемента.

К зажимным элементам предъявляют следующие основные требования: простота конструкции и надежность в работе; полное исключение смещения и вибрации заготовки в процессе ее обработки; отсутствие деформации заготовки и порчи ее поверхности; быстрота действия зажима при минимальной затрате сил рабочего; безопасность в работе.

Зажимные устройства делят на элементарные и комбинированные. *Элементарные зажимные устройства* — это простейшие механизмы, используемые для закрепления заготовок или выполняющие роль промежуточных звеньев в более сложных зажимных системах. К элементарным зажимным устройствам относятся винтовые, эксцентриковые, клиновые, рычажные, реечно-рычажные и др.

Комбинированные зажимные устройства представляют собой сочетание элементарных зажимов различных типов, например винто-клиновые, клино-рычажные, винто-рычажные и др.

Для закрепления заготовок с плоской базовой поверхностью при обработке на шлифовальных станках и реже при обработке металлическими инструментами пользуются магнитными, электромагнитными и вакуумными

плитами и патронами. Эти устройства обеспечивают быстрое закрепление заготовок и просты в управлении. При обработке на токарных, револьверных, шлифовальных и других станках широко применяют центрирующе-зажимные устройства: кулачковые патроны, цанги, оправки, мембранные патроны.

Для облегчения труда рабочего и обеспечения более быстрого и надежного закрепления заготовок используют силовые сборочные единицы зажимных устройств. К ним относятся поршневые пневмоприводы, пневмокамеры с упругими диафрагмами, поршневые гидроприводы, пневмогидравлические приводы, электроприводы.

Рассмотрим конструктивные схемы наиболее распространенных зажимных элементов и основные расчетные зависимости. Винтовые зажимы (рис. 1.14,а) применяют в качестве самостоятельного зажимного устройства с ручным закреплением, а также в сочетании с рычажным механизмом (прихваты). Момент на винте с гайкой (рукоятке) для обеспечения необходимой силы закрепления Q определяют по формуле

$$M = Q[r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + f/3(D^3 - d^3)]/(D^2 - d^2), \quad (1.7)$$

где r_{cp} — средний радиус резьбы; α — угол подъема резьбы; φ — приведенный угол трения; f — коэффициент трения; D — диаметр опорной поверхности гайки; d — диаметр резьбы. Приближенно $M \approx 0,22 dQ$.

Винтовые зажимы непроизводительны, не обеспечивают постоянство зажимной силы, требуют затраты мускульной силы рабочего. При выборе длины рукоятки захвата для гайки следует учесть, что усилие на рукоятке не должно быть более 150 Н.

Эксцентриковые зажимы (рис. 1.14,б) быстродействующие, но уступают винтовым в силе зажима. Момент на рукоятке для обеспечения силы закрепления Q определяют по формуле

$$M = Q[R \sin \varphi + \rho + e \sin(\alpha + \varphi)], \quad (1.8)$$

где ρ — радиус круга трения цапфы; $\rho = rf'$, где f' — коэффициент трения в цапфе; e — эксцентриситет эксцентрика.

На рис. 1.14,б: R —радиус эксцентрика; O —ось эксцентрика; O_1 — ось цапфы.

Стандартные эксцентрики являются самотормозящими. Клиновые зажимы (рис. 1.14,б) обычно используют как промежуточное звено в комбинированных зажимных устройствах. Эти зажимы позволяют увеличивать и изменять направление передаваемой силы, они компактны и просты в изготовлении. Необходимую силу N для перемещения клина определяют по формуле

$$N = Q \operatorname{tg}(\alpha + 2\varphi). \quad (1.9)$$

Рычажные зажимы применяют в сочетании с другими элементарными зажимами. Действуя рычагом, можно изменить значение и направление передаваемой силы. На рис. 1.14,г показан рычажный зажимный элемент. Силу на штоке N в зависимости от необходимой силы зажима при $l_2 > l_1$ определяют по формуле

$$N = (l_1 + l_1' f_1 + 0,96\rho) / (l_2 - l_2' f_2 - 0,4\rho), \quad (1.10)$$

где l_1 и l_2 — плечи прихвата; значение ρ — см. формулу (1.8).

Винтовой прихват — сочетание рычага и винтового зажима. На рис. 1.14,д показан винтовой прихват с рычагом 2 для закрепления заготовки 1. Силу зажима Q определяют по формуле

$$Q = N l_2 / (l_1 + l_2). \quad (1.11)$$

где N — сила прижима рычага 2 гайкой; Q' — реакция силы Q в опоре рычага.

Цанговый зажим (рис. 1.14,е) относится к группе центрирующе-зажимных элементов. При зажиме заготовок цанговым устройством возможно осевое смещение заготовки. Для обеспечения ее точной установки по длине применяют упоры. Необходимую силу N осевой подачи цанги при отсутствии упора определяют по формуле

$$N = Q \operatorname{tg}(\alpha + \varphi), \quad (1.12)$$

где φ — угол трения.

Поршневые пневматические устройства бывают двустороннего действия (рис. 1.14,ж), когда перемещение поршня в обе стороны происходит от сжатого воздуха, и одностороннего действия, когда обратный ход поршня осуществляется под давлением пружины. Диаметр поршня в первом случае определяется по формуле

$$D = \sqrt{4Q/(\pi p \eta)}, \quad (1.13)$$

а во втором случае

$$D = \sqrt{4(Q + P_{пр})/(\pi p \eta)}, \quad (1.14)$$

где D — диаметр цилиндра; p — давление сжатого воздуха, равное $0,4 \div 0,6$ МПа; η — КПД поршневого цилиндра ($\eta = 0,85 \div 0,9$); $P_{пр}$ — сила на преодоление сопротивления возвратной пружины.

Для приспособлений небольших размеров пневмоцилиндры оказываются слишком громоздкими и вместо них удобнее применять пневмокамеры.

Применение пневматических зажимных устройств по сравнению с ручным зажимом сокращает время на закрепление заготовок в 5—10 раз.

На станках с гидравлическим приводом применяют гидравлические зажимные устройства. По принципу работы они не отличаются от пневматических, но более компактны, поскольку давление масла достигает 6—8 МПа. Но гидравлические зажимы сложнее в эксплуатации.

В настоящее время получают распространение пневмогидравлические зажимные устройства, представляющие собой механизм-усилитель. На рис. 1.14,з показана схема гидравлического усилителя. Сжатый воздух из цеховой сети поступает в пневмоцилиндр диаметром D . Сидящий на одном штоке с поршнем этого цилиндра поршень меньшего диаметра d сжимает масло. На поршень D_1 гидроусилителя будет действовать удельное давление, превышающее давление воздуха в пневмосети на значение $\{D/d\}^2$. Большим преимуществом применения гидроусилителей является отсутствие сложной системы гидропривода.

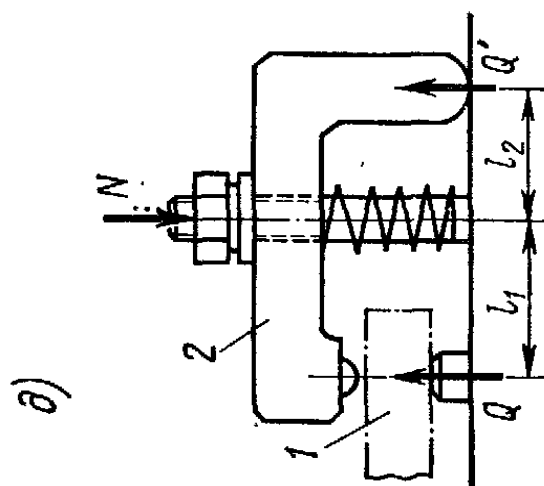
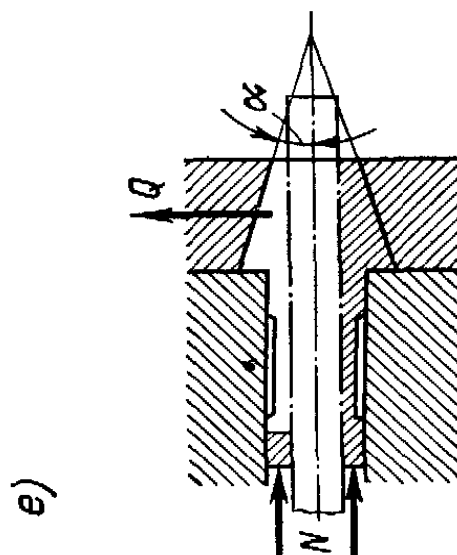
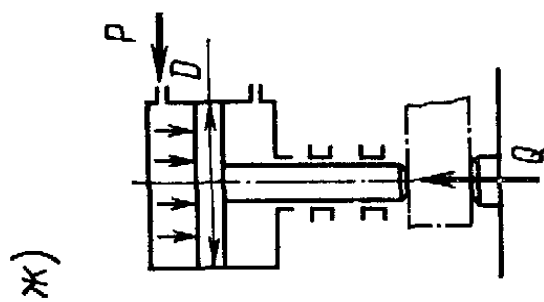
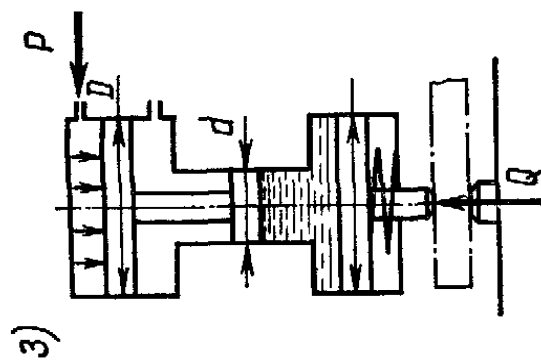
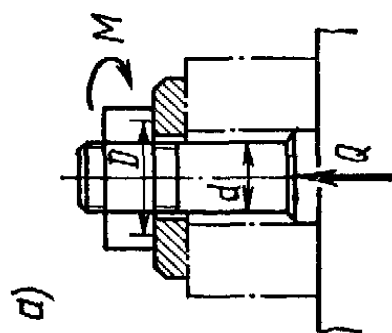
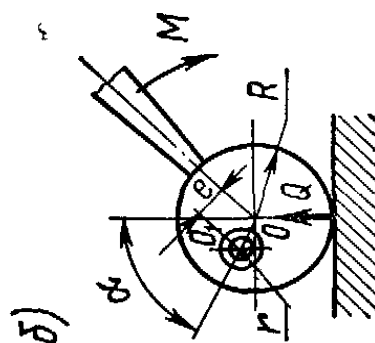
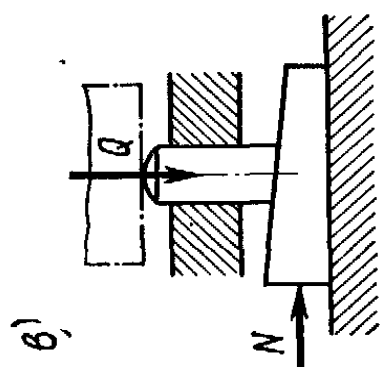
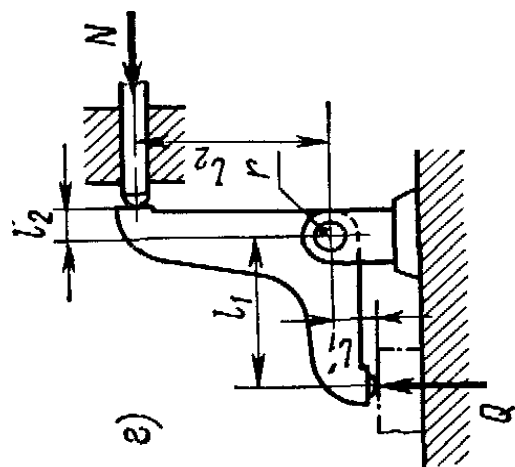


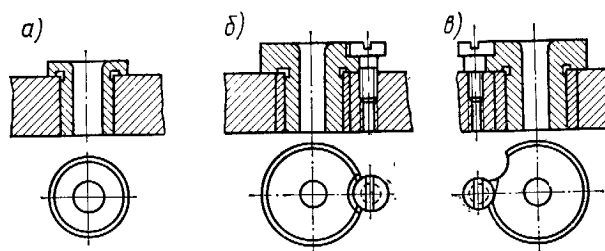
Рис. 1.14

Детали для направления и установки инструмента, вспомогательные устройства и корпуса приспособлений

Детали для направления инструмента. Для направления инструмента при обработке применяют кондукторные втулки для сверления, зенкерования и развертывания отверстий, втулки для направления расточных скалок (борштанг), копиры для обработки фасонных поверхностей.

Кондукторные втулки для сверлильных приспособлений бывают постоянные, сменные, быстросменные и специальные. Постоянные втулки (рис. 1.15,а) впрессовывают с глухой посадкой в корпус приспособления или в кондукторную плиту и используют при обработке отверстия одним инструментом в условиях мелкосерийного и единичного производства.

Рис. 1.15



Сменные втулки (рис. 1.15,б) применяют в приспособлениях для крупносерийного и массового производства. Быстросменные втулки (рис. 1.15,в) предназначены для обработки отверстия несколькими последовательно сменяемыми инструментами.

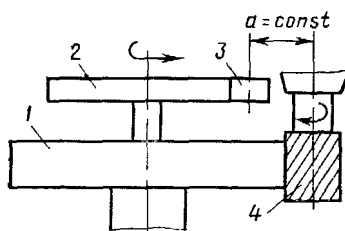


Рис. 1.16

Между торцом втулки и поверхностью заготовки оставляют зазор: при сверлении хрупких металлов $0,3—0,5 d$, а при сверлении стали и других вязких металлов $1d$ ($d \approx$ диаметр сверления). Это необходимо для обеспечения сброса стружки в сторону.

На диаметр отверстия кондукторных втулок устанавливают допуск по 6-му качеству точности в системе вала для прохода сверл и зенкеров с посадкой F8, а для разверток — с посадкой G7.

Материалом для втулок при сверлении отверстия диаметром менее 25 мм служат стали марок У10А, У12А или 9ХС, а для втулок диаметром свыше 25 мм — стали марок 20 или 20Х с цементацией на глубину 0,8-1,2 мм. После термообработки втулки должны иметь твердость HRC 62—64. Кондукторные втулки имеют срок службы 10—15 тыс. технологических переходов. Применение таких втулок позволяет устранить разметку и повысить точность обработки в среднем в 2 раза.

В приспособлениях для расточных работ для направления борштанг применяют неподвижные и вращающиеся втулки. На внутренней поверхности втулки, расположенной в ближайшей к шпинделю стойке приспособления, прорезают продольный паз для прохода резцов борштанги в процессе наладки операции.

При обработке фасонных поверхностей на токарных, фрезерных, шлифовальных и других станках применяют приспособления, оснащенные *копирами*. Назначение копиров — обеспечить перемещение режущего инструмента относительно заготовки для получения заданного фасонного профиля обрабатываемой поверхности. На рис. 1.16 показана одна из схем фрезерования заготовки по копиру методом круговой подачи. Обработка ведется на вертикально-фрезерном станке. Заготовка 1 и копир 2 вращаются вокруг общей оси с постоянной угловой скоростью. Стол станка разобщен с винтом продольной подачи, а ролик 3 прижимается к копиру под действием груза или пневматического привода. При данной схеме обработки профиль копира отличается от профиля детали, так как оси ролика и фрезы не лежат на одной прямой и смещены на расстояние a . Изготовление копиров трудоемко и целесообразно при серийном и массовом производстве деталей.

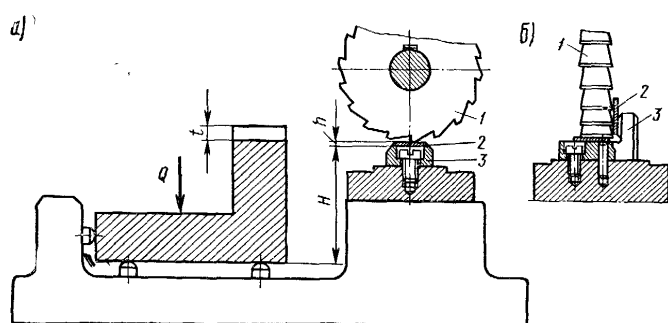
Детали для установки инструмента на размер. При обработке заготовок методом автоматического получения заданных размеров для облегчения

наладки и подналадки станка применяют высотные и угловые установы. На рис. 1.17,а показано применение высотного установа для контроля положения фрезы по высоте. Между фрезой 1 и установом 3 размещается щуп 2 толщиной h . Размер H указываемый на чертеже приспособления от опорной поверхности вместе с толщиной щупа h равен получаемому размеру при обработке заготовки на данной операции. Применение щупа при настройке позволяет расположить поверхность установа ниже обрабатываемой поверхности, что не мешает проходу режущего инструмента, а также повышает точность установки.

На рис. 1.17, б показано использование углового установа: дисковая фреза 1 ориентируется для обработки паза с помощью установа 3 и двух щупов 2. Установы крепят на корпусе приспособления.

Рис. 1.17

Установы изготовляют из стали 20Х, цементируют на глубину 0,8-1,2 мм и подвергают термообработке.



Вспомогательные устройства. К вспомогательным устройствам относят механизмы, имеющие второстепенные функции. Наиболее часто встречаются поворотные и делительные устройства, применяемые в многопозиционных приспособлениях для придания обрабатываемой заготовке различных положений относительно рабочего инструмента.

Делительные устройства состоят из поворотной части с делительным диском 1 (рис. 1.18,а), на котором закрепляют заготовку, и фиксатора 2, смонтированного в неподвижной части приспособления. Наибольшее распространение получали клиновидный фиксатор, показанный на рис.1.18,а, фиксатор-палец (рис. 1.18,б) и фиксатор с конической рабочей частью (рис. 1.18,в), управляемый рукояткой, закрепленной на реечном зубчатом колесе.

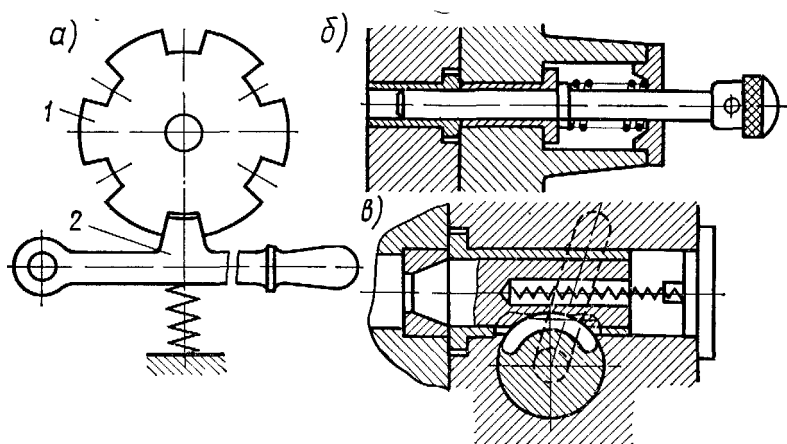
Если к точности делительного механизма не предъявляют высокие требования, то используют шаровой фиксатор.

К вспомогательным элементам приспособлений относят также выталкиватели, ускоряющие выемку из приспособлений небольших заготовок, различные быстродействующие защелки и откидные винты.

Рис. 1.18

Корпуса приспособлений. Корпус является базовым элементом, объединяющим в единое целое все другие элементы приспособления.

Корпус воспринимает силы резания, вес заготовки и силы, зажимающие



заготовку. К корпусам предъявляются требования достаточной жесткости и прочности, удобства установки и снятия заготовок, легкости удаления стружки, компактности и устойчивости, простоты технологии их изготовления. Корпуса обычно изготавливают литыми из чугуна СЧ12—28, сварными из проката, сборными из нормализованных деталей и реже из пластмасс. Литые корпуса применяют для крупных и жестких приспособлений. В настоящее время получают распространение сварные корпуса из стали марки Ст 3, которые проще в изготовлении и дешевле литых примерно на 30 %. Однако виброустойчивость сварных корпусов несколько ниже литых. Чугунные корпуса подвергают старению, а сварные — отжигу.

В серийном и в особенности в мелкосерийном производстве применяют также сборные корпуса. Они менее жесткие, чем литые, но трудоемкость их изготовления меньше.

Практическое занятие №1

Тема: «Расчёт основных параметров приспособлений»

Цель: Получить практические навыки в расчёте основных параметров приспособлений, применяемых при производстве элементов стартовых и технических комплексов.

Задача №1. При сверлильных работах обрабатываемая деталь находится под действием крутящего момента **$M_{кр}$** и силы подачи **P_x** , направленной вдоль оси сверла и действующей в том же направлении, что и усилие зажима в приспособлении, прижимающее обрабатываемую деталь к опорной поверхности. Известны следующие исходные данные (**d** - диаметр сверления мм; **μ** - коэффициент сцепления; **k_c** - коэффициент, учитывающий затупление сверла и неоднородность обрабатываемого материала; **R** - расстояние от центра сверления до центра детали мм; **r** - расстояние от середины опорной площадки до центра детали, мм; **α** - половина угла призмы, град - требуется определить усилие зажима **P_z** при закреплении посредством:

- а) накладного кондуктора
- б) призмы

Задача №2 При фрезерных работах обрабатываемая деталь находится под действием только силы подачи **P_x** и силы трения **T** . Известны следующие исходные данные - **μ** - коэффициент сцепления, **k** - коэффициент надежности - требуется определить усилие зажима **P_z** при:

- а) торцевом фрезеровании
- б) фрезеровании цилиндрической фрезой

Отчетность по каждому заданию:

1. Представить эскиз и расчетную схему.
2. Результаты расчета

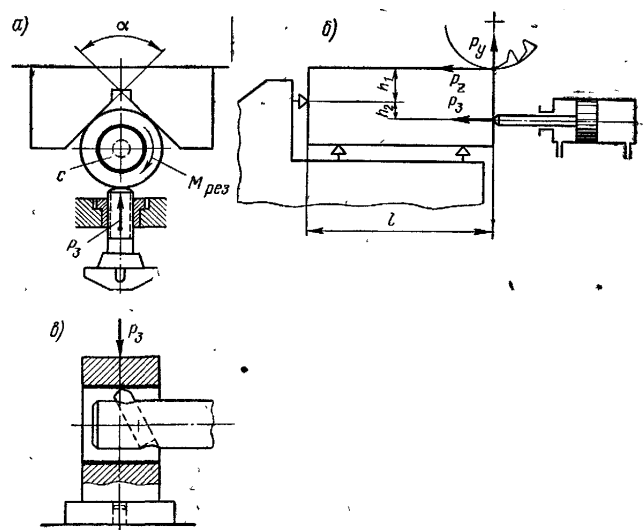
Таблица 1

Вариант №	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P_x кГ	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	45	50
r, мм	0.3	0.5	0.4	0.5	0.5	0.6	0.7	0.8	0.7	0.8	0.8	0.9	1.0

d , мм	10	12	16	18	20	22	24	28	30	32	36	40	42
M_{кр} , кГММ	8.5	10.7	14.6	16.5	18.4	21,4	22.5	26.4	29.0	31.5	36.8	38.6	41.0
k_c	1,5												
α , град	45												
k	2,0												
T кГ	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	36	40
R	3	4	5	3	4	5	3	4	5	3	4	5	3
μ	0,15	0,2	0,15	0,2	0,15	0,2	0,15	0,2	0,15	0,2	0,15	0,2	0,15

Рисунок. Схемы закрепления деталей при сверлении, фрезеровании и растачивании

Задача №3 Валик закрепленный в патроне с количеством кулачков x и коэффициентом сцепления μ , обтачивается с определенной силой резания P_z . При известных исходных данных - отношении вылета заготовки из патрона l к зажимаемому диаметру заготовки d и отношению зажимаемого диаметра



заготовки d к диаметру обработки d_1 требуется определить усилие зажима P_z при обтачивании валика с закреплением в патроне.

Задача №4 Втулка закрепленная в цанге и на оправке с углом трения в цанге ϕ , половиной угла при вершине конуса цанги α и коэффициентом сцепления μ , обтачивается с определенными моментом $M_{рез}$ и силой резания P_z . При известных исходных данных - величине вылета заготовки из патрона l , зажимаемом диаметре заготовки d и диаметре обработки d_1 -требуется определить усилие зажима P_p при обтачивании втулки:

- с закреплением в цанге;
- на жесткой оправке с торцевым зажимом от пневмопривода;

в) на оправке с разжимной втулкой.

Отчетность по каждому заданию:

1. Представить эскиз и расчетную схему.
2. Построить интерполяционный график зависимости l/d от k . по таблице 3
3. Результаты расчета

Таблица 2

Вариант №	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$P_z, \text{кГ}$	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	450	500
$l, \text{мм}$	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
$d, \text{мм}$	10	12	16	18	20	22	24	28	30	32	36	40	42
$d_1, \text{мм}$	8,5	10,7	14,6	16,5	18,4	21,4	22,5	26,4	29,0	31,5	36,8	38,6	41,0
$\text{tg}\varphi$	0,2												
$\alpha, \text{град}$	15												
$d_1', \text{мм}$	1,02 d												
$d_1'', \text{мм}$	1,15 d												
x	3	4	5	3	4	5	3	4	5	3	4	5	3
μ	0,2	0,22	0,25	0,28	0,3	0,32	0,36	0,38	0,4	0,42	0,45	0,47	0,5

Таблица 3

l/d	0,5	1,0	1,5	2,0
k	1	1,5	2,5	4,0

II

ТЕХНОЛОГИЯ СБОРКИ УЗЛОВ СИСТЕМ И ОБОРУДОВАНИЯ

Сведения из теории

Звено размерной цепи — размер, определяющий относительное расстояние или поворот поверхностей деталей или их осей (у тел вращения — образующих). На рис.2.1 показано несколько звеньев различных размерных цепей, определяющих расстояния между поверхностями деталей или их осями, а на рис. 2.2 — примеры звеньев, показывающих относительные повороты поверхностей деталей и их осей.

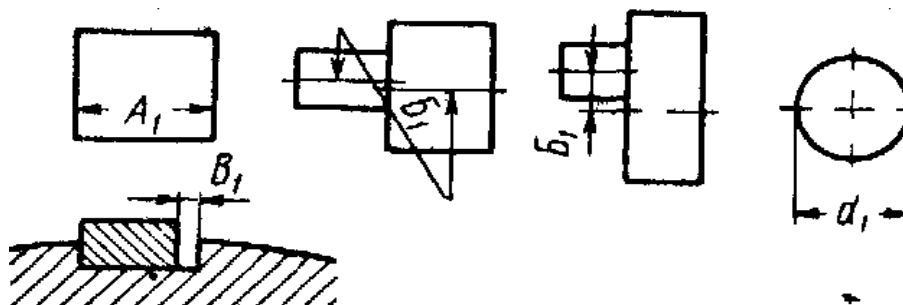


Рис. 2.1. Примеры звеньев размерных цепей, показывающих расстояния (размеры) между поверхностями деталей

Отклонения от перпендикулярности познаются через отклонения от параллельности. В практике машиностроения для этого тем или иным способом (например, с помощью угольника, рамного уровня) восстанавливается перпендикуляр к поверхности, относительно которой проверяется отклонение от перпендикулярности другой поверхности. По отклонениям проверяемой поверхности от параллельности этому перпендикуляру судят об её отклонении от перпендикулярности относительно той поверхности, к которой она должна быть перпендикулярна.

Схематически изложенное изображается путем проведения штриховой линией перпендикуляра к поверхности, выбранной за базу, и соединения поверхности

односторонне перпендикулярна,

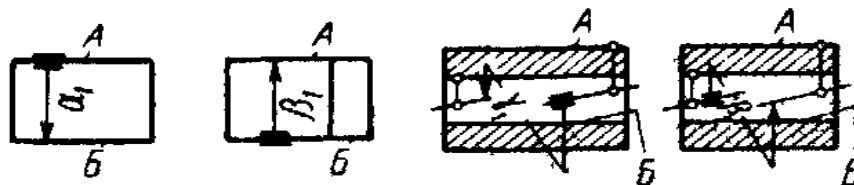


рис. 2.3.

Рис. 2.2. Примеры звеньев размерных цепей, показывающих относительные повороты поверхностей деталей

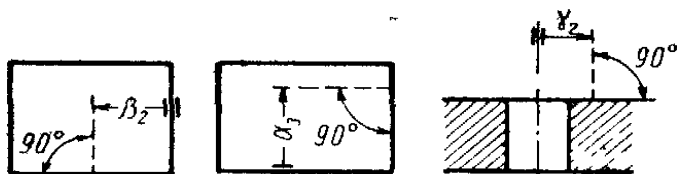


Рис. 2.3. Условное обозначение отклонения одной поверхности детали от перпендикулярности другой

Исходное или замыкающее звено размерной цепи — звено, непосредственно связывающее поверхности или оси деталей, относительное расстояние или поворот которых необходимо обеспечить или измерить

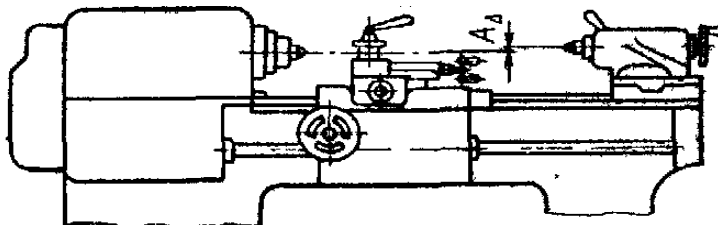


Рис. 2.4 Пример исходного звена

Примером может служить расстояние между осями центров станка в одной из плоскостей (рис.2.4).

Исходным называют звено в тех случаях, когда с этого звена начинается построение размерной цепи, при помощи которой решается поставленная задача.

Замыкающим называют звено, когда оно, включаясь последним при построении размерной цепи, соединяет поверхности или оси деталей, положение которых требуется обеспечить или измерить.

В отличие от остальных звеньев, исходное или замыкающее звено удобно обозначать буквами с добавлением справа внизу индекса Δ , например A_{Δ} , B_{Δ} , α_{Δ} , β_{Δ} .

Составляющее звено размерной цепи - звено, изменение величины которого оказывает влияние на величину исходного или замыкающего звена. Составляющими являются все звенья, исключая исходное или замыкающее.

Увеличивающее звено — звено, с увеличением которого возрастает исходное или замыкающее звено. При размерном анализе удобно над обозначением увеличивающего звена, сверху, ставить стрелку направленную вправо (рис. 2.5).

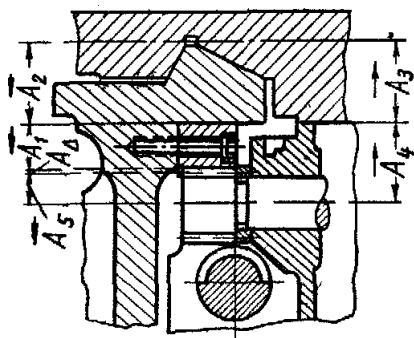


Рис. 2.5. Обозначение увеличивающих и уменьшающих звеньев

Уменьшающее звено — звено, с увеличением которого уменьшается исходное или замыкающее звено. Для отличия от остальных звеньев удобно над обозначением уменьшающего звена, сверху, ставить стрелку, направленную влево (рис. 2.5).

Компенсирующее звено — звено, в результате изменения величины (размера или поворота поверхностей) которого поглощается (гасится) излишняя против допустимой величина отклонения замыкающего звена. Для отличия от других звеньев цифровое или буквенное обозначение компенсирующего звена заключается в прямоугольную рамку, например

$$\boxed{A_5} \quad \boxed{40^{+0,5}_{+0,2}} \quad \boxed{\beta_5}$$

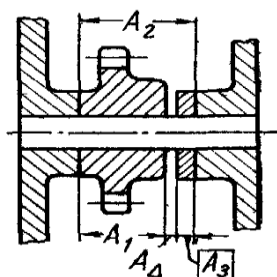


Рис. 2.6. Компенсирующее звено в виде размера толщины проставочного кольца

. Примером компенсирующего звена (рис.2.6) является размер толщины проставочного кольца, изменением которой обеспечивается требуемый для правильной работы соединения зазор A_{Δ} между торцом зубчатого колеса и проставочного кольца.

Общее звено — звено, одновременно принадлежащее нескольким размерным цепям; обозначается надлежащим количеством различных букв (обозначающих соответствующие цепи), между которыми ставятся знаки

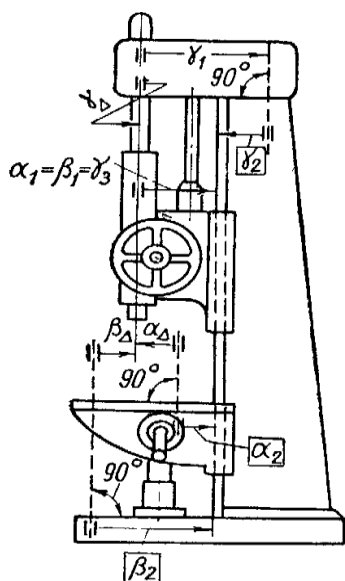


Рис. 2.7. Три размерные цепи, имеющие одно общее звено

равенства. В качестве примера на рис.2.7 показаны три размерные цепи вертикально-сверлильного станка, имеющие общее звено. С помощью этих размерных цепей решаются задачи достижения:

- 1) перпендикулярности рабочей плоскости стола станка оси вращения шпинделя (цепь α);
- 2) перпендикулярности рабочей плоскости плиты оси вращения шпинделя (цепь β);

3) параллельности оси шлицевой втулки коробки скоростей оси вращения шпинделя в вертикальной плоскости (цепь γ). Эти три цепи имеют одно общее звено.

Плоская размерная цепь — цепь, все звенья которой находятся в одной или нескольких параллельных плоскостях и могут быть спроектированы без изменения их величины на одну плоскость.

Пространственная размерная цепь — размерная цепь, содержащая хотя бы одно звено, не удовлетворяющее условиям плоской размерной цепи. При расчетах и анализе все звенья цепи могут быть спроектированы на три координатные плоскости, и, таким образом, пространственная размерная цепь может быть приведена к трем плоским размерным цепям.

Кратчайшая (основная) размерная цепь—цепь, все звенья которой непосредственно участвуют в решении поставленной задачи.

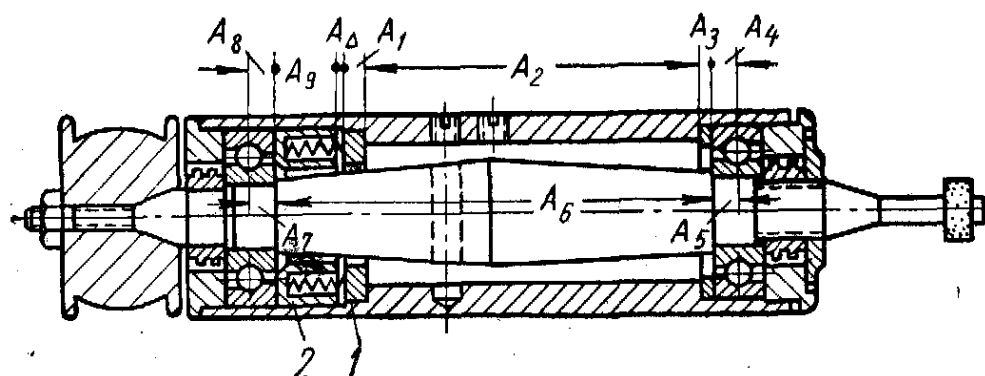


Рис. 2.8 Кратчайшая (основная) размерная цепь

Нередко некоторые звенья таких размерных цепей неудобны для измерения или их невозможно непосредственно измерить или получить при обработке. Примером может служить звено A_2 (рис. 2.8) кратчайшей размерной цепи, при помощи которой обеспечивается необходимый зазор A_Δ между подвижным 2 и неподвижными кольцами, служащими совместно с пружинами для создания предварительного натяга в опорных подшипниках шпинделя внутришлифовального станка. Размер A_2 трудно не только непосредственно измерить, но и получить при обработке.

Производная размерная цепь—цепь, исходным или замыкающим звеном которой является одно из составляющих звеньев кратчайшей (основной) размерной цепи. Примером может служить размерная цепь B (рис. 2.9), при помощи которой в результате обработки и измерения получается размер $A_2 = B_\Delta$ в качестве составляющего звена в кратчайшую размерную цепь, показанную на рис. 2.8.

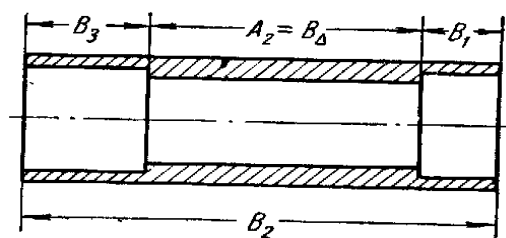


Рис. 2.9 Производная размерная цепь

Параллельно связанные размерные цепи — несколько размерных цепей, имеющих одно или несколько общих звеньев.

Примерами таких цепей могут служить цепи, показанные на рис. 2.10

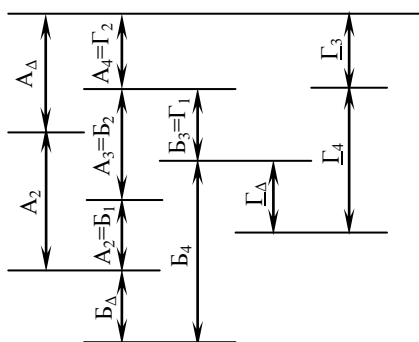


Рис. 2.10. Параллельно связанные размерные цепи

Последовательно связанные размерные цепи — несколько размерных цепей, из которых каждая последующая имеет одну общую базу с предыдущей.

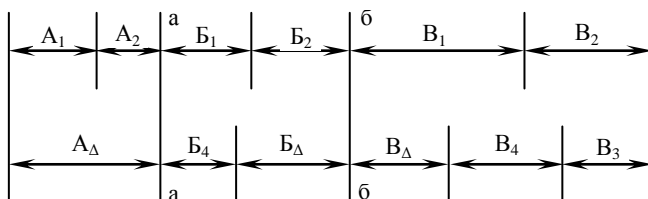


Рис. 2.11. Схема последовательно связанных размерных цепей

На схеме (рис. 2.11) общие базы обозначены буквами а и б.

Комбинированно связанные размерные цепи — несколько размерных цепей, имеющих одновременно параллельный и последовательный виды связи.

На рис. 2.12 размерные цепи А и Б имеют параллельный, а А и В — последовательный виды связей.

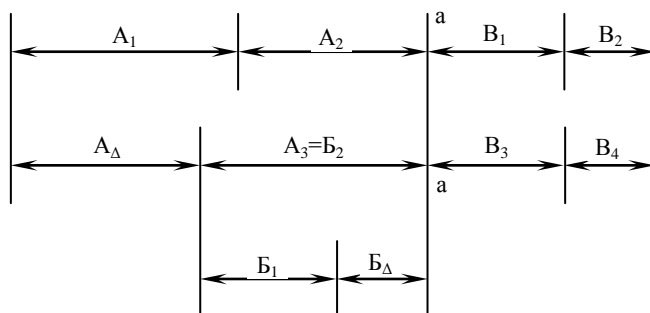


Рис. 2.12. Схема комбинированно связанных размерных цепей

Образование величины замыкающего звена размерной цепи

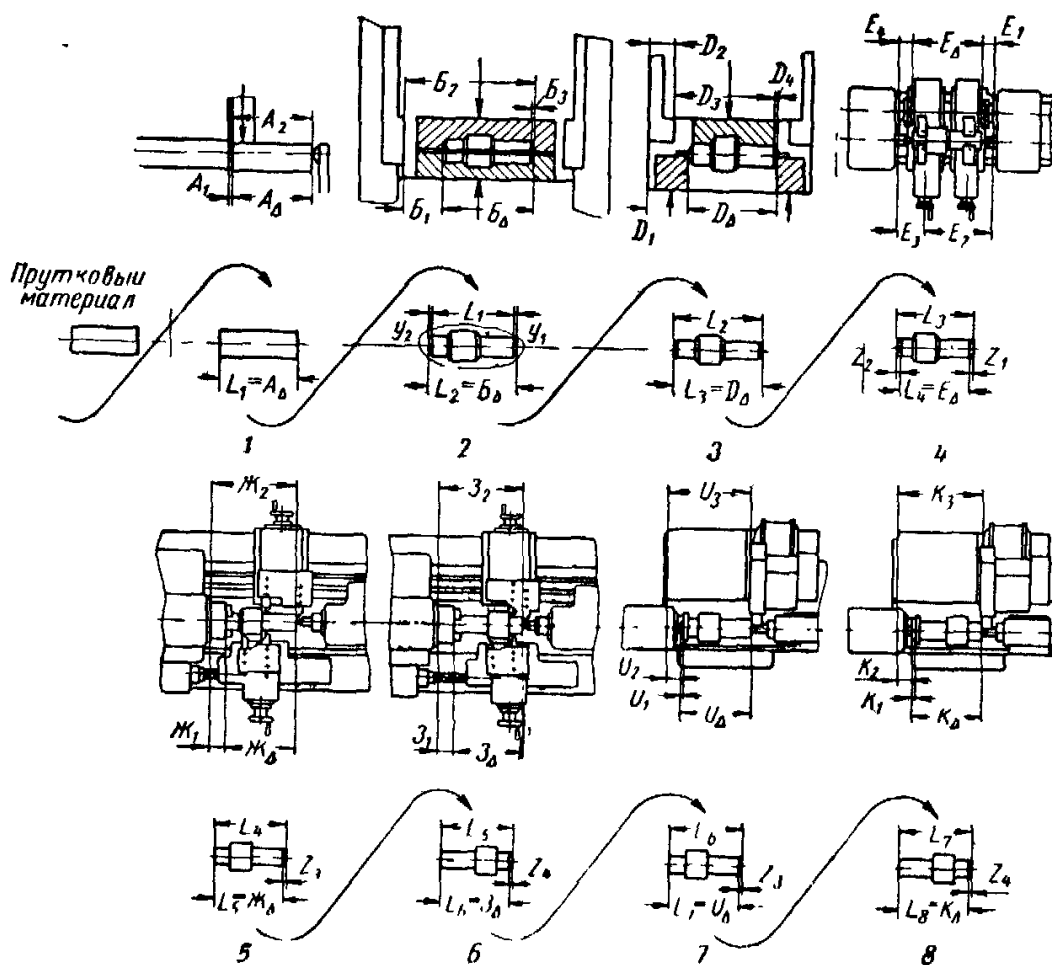


Рис. 2.13 Технологические размерные цепи

Плоская размерная цепь с параллельно расположенными звеньями.

Из анализа сборочных (см. рис. 2.5; 2.7; 2.8; 2.14), технологических (см. рис. 2.13) и измерительной (см. рис. 2.15) размерных цепей видно, что величина замыкающего звена размерной цепи с параллельно расположенными звеньями, получается в результате алгебраического суммирования всех составляющих ее звеньев.

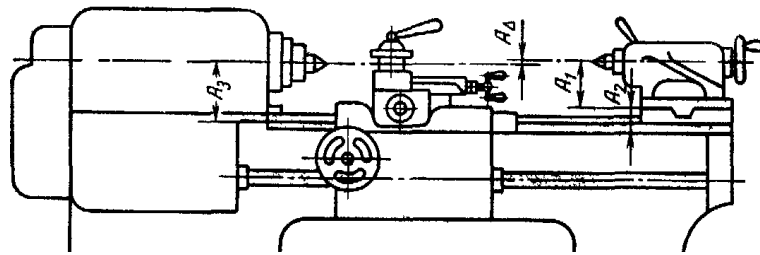


Рис. 2.14 Схема размерного вида связи

Действительно, из рис. 2.14 видно, что $A_{\Delta} = A_1 + A_2 - A_3$; из рис. 2.15 видно $A_{\Delta} = A_3 + A_4 + A_1 - A_2$.

В общем виде можно написать

$$A_{\Delta} = A_1 + A_2 + \dots + A_{m-1} = \sum_{i=1}^{m-1} A_i. \quad (1)$$

где m — общее количество звеньев размерной цепи, включая и

замыкающее звено. Из равенства (1) следует, что *величина замыкающего звена каждой отдельно взятой плоской размерной цепи из параллельных звеньев равна алгебраической сумме всех составляющих ее звеньев.*

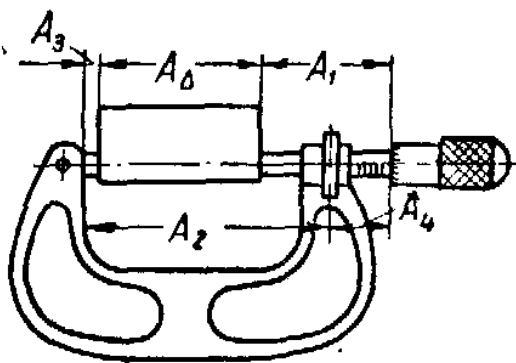


Рис. 2.15 Измерительная размерная цепь

Плоская размерная цепь, имеющая звенья, расположенные под углами к выбранному направлению. Каждое из звеньев

размерной цепи, расположенное под углом к выбранному направлению, можно заменить его проекцией на это направление.

Поэтому любую размерную цепь, имеющую одно или несколько звеньев, расположенных под углом к выбранному направлению, можно привести к размерной цепи с параллельно расположенными звеньями. В качестве примера на рис. 2.16, а приведена размерная цепь, при помощи которой достигается требуемая точность зацепления двух зубчатых колес и из которых одно расположено в фартуке, второе в салазках станка. Как видно из рис. 2.16, а, размерная цепь имеет ряд звеньев, расположенных под углом к выбранному

направлению (на рис. 2.16 линия, проходящая через оси зубчатых колес X—X).
На рис. 2.16,б показано ее приведение к плоской с параллельными звеньями.

Величина замыкающего звена приведенной размерной цепи

$$A_{\Delta} = -A_1 - A'_2 + A'_3 + A'_4 - A'_5 + A'_6 - A_7$$

где все звенья, обозначенные штрихом, представляют собой проекции соответствующих размеров на выбранное направление.

Действительно, например, $A'_2 = A_2 \cos \alpha_1$; $A'_6 = A_6 \cos \beta$ и т.д.

В общем случае можно записать

$$A_{\Delta} = A_1 + A_2 + \dots + A_n + A_{n+1} \cos \alpha_1 + A_{n+2}$$

$$\cos \alpha_2 + \dots +$$

$$+ A_{m-1} \cos \alpha_{m-1} = \sum_{i=1}^n A_i + \sum_{i=n+1}^{m-1} A_i \cos \alpha_i$$

(4)

Следовательно, величина замыкающего звена размерной цепи, имеющей часть составляющих звеньев, расположенных под углами к выбранному направлению, равна алгебраической сумме параллельных звеньев и проекций всех звеньев, расположенных под углами к выбранному направлению.

В ряде случаев бывает удобно решать задачу по двум координатным осям. В таких случаях в размерные цепи по каждой из координатных осей включают проекции звеньев, расположенных к ним под углами, т.е. пользуются равенствами

$$\left. \begin{aligned} A_{ix} &= A_i \cos \alpha_i; \\ A_{iy} &= A_i \sin \alpha_i. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где A_{ix} и A_{iy} — проекции звеньев A_i на координатные оси x и y ;

a , — угол, под которым звено A_i ; расположено к оси x ..

Пространственная размерная цепь, содержащая звенья, расположенные под углами к выбранному направлению или направлениям. Для удобства расчетов пространственные размерные цепи обычно приводят к плоским с параллельно расположенными звеньями, выбирая в качестве направлений три перпендикулярные оси.

Для расчета служат равенства

$$\left. \begin{aligned} A_{ix} &= A_i \cos \alpha_i; \\ A_{iy} &= A_i \cos \beta_{ii}; \\ A_{iz} &= A_i \cos \gamma_i \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где A_{ix} , A_{iy} , и A_{iz} , — проекции A_i -го звена на координатные оси;

α_i , β_i , γ_i — углы между A_i -м звеном и соответствующими координатными осями.

Поскольку задача сводится к плоским размерным цепям с параллельно расположенными звеньями, то и величина замыкающего звена равна алгебраической сумме параллельных звеньев и проекций звеньев, расположенных под углами к выбранному направлению.

Равенства (5) и (6) являются общими, так как для плоских размерных цепей с параллельными звеньями углы равны нулю и перечисленные равенства сохраняют свою силу.

Практическое занятие №2

Тема: «Расчёты замыкающих звеньев и узлов при проектировании технологических процессов сборки»

Цель: Получить практические навыки в расчёте замыкающих звеньев и узлов при проектировании технологических процессов сборки.

ЗАДАЧА №1. По заданным размерам и полям допусков составляющих звеньев детали (рис. 2.17) рассчитать замыкающее звено; по заданному допуску исходного звена рассчитать допуски составляющих звеньев.

Примечание: Значения допусков (мкм) номинальных размеров для всех задач см.

Приложение 1.

Наименование звеньев	Вид размеров	Поля допусков для вариантов					
		1	2	3	4	5	6
Составляющие	Охватывающие Охватываемые	$H6$ $h6$	$H7$ $h7$	$H8$ $h8$	$H9$ $h9$	$H10$ $h10$	$H11$ $h11$
Исходные	-	$H9$	$H10$	$H11$	$H12$	$H13$	$H13$

Примечание: Знаки предельных отклонений для составляющих звеньев рекомендуется принимать такими, чтобы поля допусков были направлены в тело изделия или по ходу обработки, т. е. плюс - для полей допусков охватывающих размеров, минус - для охватываемых размеров.

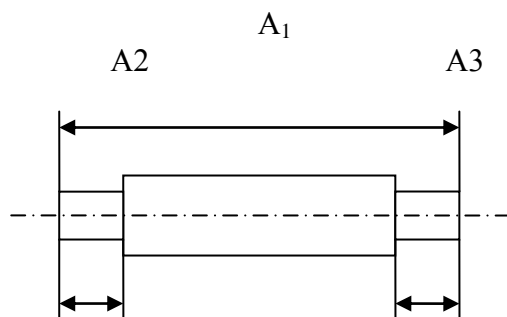


Рис. 2.17

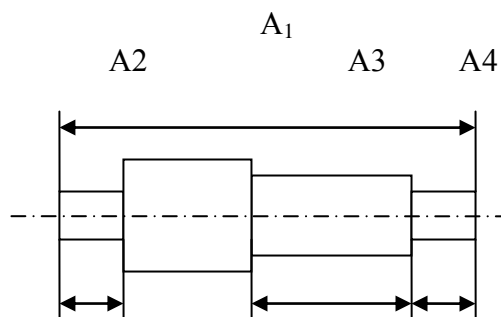


Рис. 2.18

Исходные данные:

Вариант	1	2	3	4	5	6
Составляющее звено						
A_1	10	12	20	32	63	85
A_2	2,5	2,8	3,2	4	6	6,5
A_3	3,2	3,5	4	4,5	7	10,5

Указание. Правильность решения проверить по другим формулам, например допуск TA_{Δ} , вычисленный по методу максимума-минимума, проверить вероятностным методом.

ЗАДАЧА №2. Для детали, показанной на Рис.2.18, рассчитать размерную цепь, выполнив условие задачи 1 (поля допусков см. в задаче1).

Исходные данные:

Вариант	1	2	3	4	5	6
Составляющее звено						
A_1	40	60	100	140	200	280
A_2	6	6	10	15	20	30
A_3	20	32	53	70	100	140
A_4	8	10	12	20	35	50

ЗАДАЧА №3. Для детали, показанной на Рис.2.19, рассчитать размерные цепи А и В и выполнить задание задачи 1. Сопоставьте результаты расчета обеих размерных цепей (поля допусков звеньев указаны в задаче 1).

Исходные данные:

Вариант	1	2	3	4	5	6
Составляющее звено						
A_1	50	70	100	140	210	280
$A_2=A_5$	6	9	10	14	18	20
A_3	15	25	30	45	85	125
A_4	18	20	40	55	75	100

ЗАДАЧА №4. Для детали, показанной на Рис.2.20, рассчитать размерные цепи и выполнить задание задачи 1 (поля допусков звеньев указаны в задаче 1).

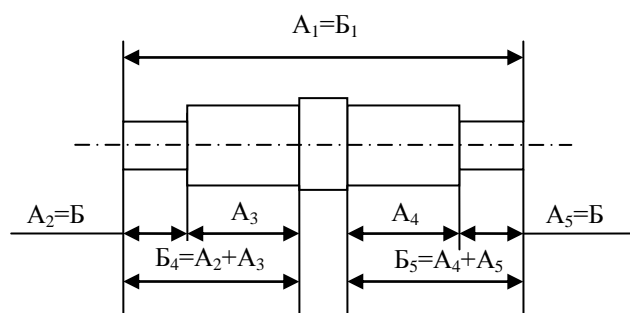


Рис. 2.19

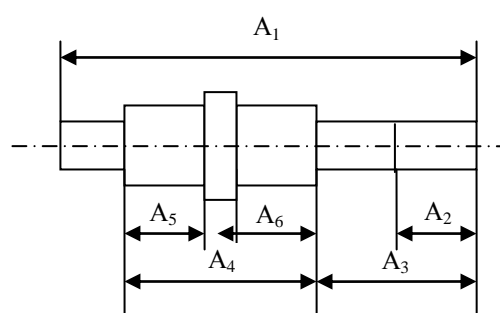


Рис. 2.20

Исходные данные:

Вариант	1	2	3	4	5	6
Составляющее звено						
A_1	80	110	170	250	310	400
A_2	10	15	22	36	65	100
A_3	17	25	36	53	85	125
A_4	56	75	120	180	205	255
$A_5=A_6$	25	32	53	82	95	120

ЗАДАЧА №5. Рассчитать звено B_1 , по которому проверяется точность составляющего звена A_2 (рис. 2.21). Измерительная база-торец C (поля допусков звеньев см. в задаче 1).

Исходные данные:

Вариант	1	2	3	4	5	6
Составляющее звено						
A_1	30	45	70	120	160	240
A_2	8	12	20	32	55	90

Указание. Задача заключается в пересчете баз. По условиям работы детали (узла) должны быть выдержаны размеры, указанные на чертеже. Обработку деталей и проверку размеров можно производить только от одной какой-либо базы, например от торца C . При таком порядке обработки и измерения размер A_2 , (рис. 2.21), а также размеры A_2 и A_3 (рис. 2.22) в тех размерных цепях, которые включают измеряемые размеры B_j , фактически окажутся замыкающими: они получатся в данной размерной цепи последними; контролируют их косвенным путем по размерам B_j . Решение задачи аналогично решению

задачи 5. Допуски на звенья A_2 следует назначать примерно на один - два качества грубее допусков, принятых на звенья A_1 .

ЗАДАЧА №6. Рассчитать звенья B_1 и B_2 , по которым проверяется точность составляющих звеньев A_2 и A_3 (рис. 2.22) измерительная база торца C (см. указание в задаче 5). Поля допусков звеньев указаны в задаче 1.

Рис. 2.21

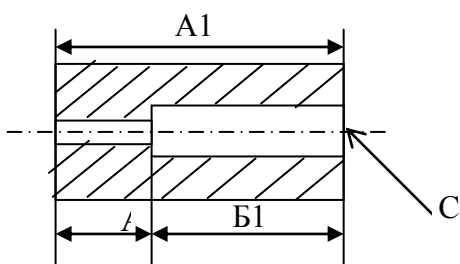
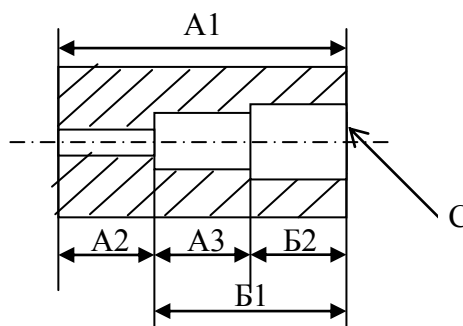


Рис. 2.22



Исходные данные:

Вариант	1	2	3	4	5	6
Составляющее звено						
A_1	50	80	120	160	240	300
A_2	10	12	25	40	60	85
A_3	15	20	50	60	90	125

ЗАДАЧА №7. Во сколько раз изменится значение допуска замыкающего звена, вычисленного вероятностным методом, по сравнению с допуском, вычисленным по методу максимума-минимума, если число звеньев в размерной цепи: 1) 3, 2) 4, 3) 5, 4) 6, 5) 7, 6) 9.

ЗАДАЧА №8. Рассчитать размерную цепь узла (рис. 2.23). Задачу решить двумя методами - максимума-минимума и вероятностным (см. указание к задаче 1).

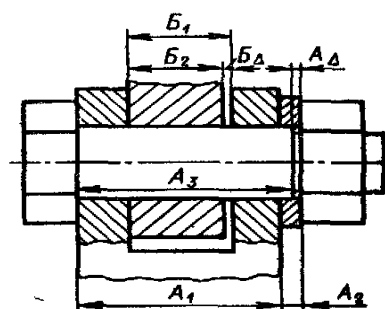
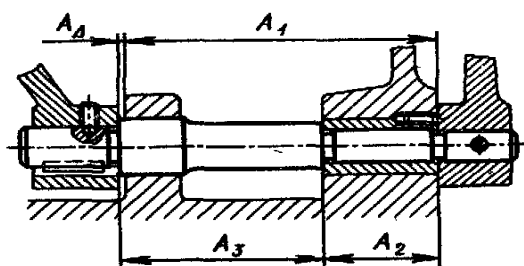
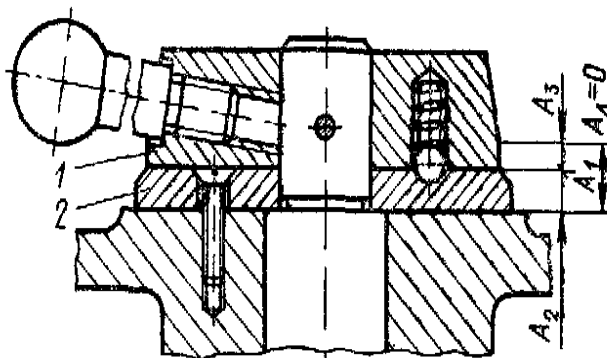
Исходные данные:

Вариант	1	2	3	4	5	6
Составляющее звено						
A_1	12	13	14	16	20	22
A_2	6	6	8	8	10	10
A_3	6	7	8	9	10	12

Рис. 2.23

Рис. 2.24

Рис. 2.25



ЗАДАЧА №9. Рассчитать размерную цепь механизма (рис. 2.24) (см. указание к задаче 8).

Исходные данные:

Вариант	1	2	3	4	5	6
Составляющее звено						
A_1	29	46	20	90	125	160
A_2	9,5	12,5	20	28	36	52
A_3	20	34	56	63	90	110

ЗАДАЧА №10. Рассчитать размерные цепи A и B (рис. 2.25) (см. указание к задаче 8).

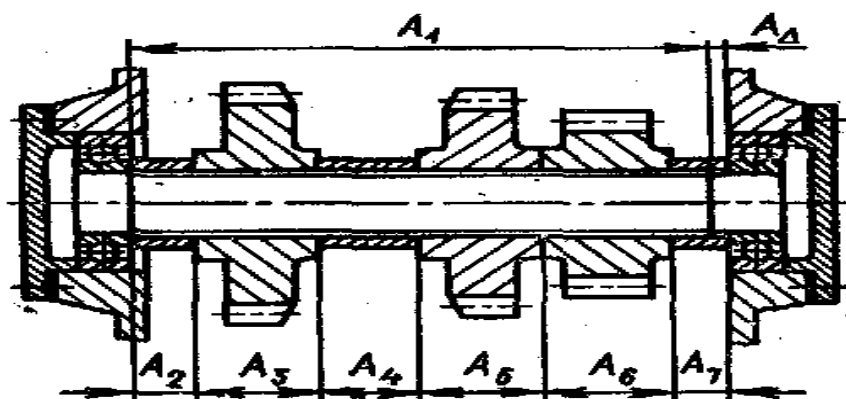
Исходные данные:

Вариант	1	2	3	4	5	6
Составляющее звено						
A_1	18	30	48	60	90	130
A_2	1,5	2	2,5	3	3	4
A_3	19	31,5	50	62	92	132
B_1	10	16	25	30	45	65
B_2	9,8	15,8	24,7	29,7	44,5	64,5

ЗАДАЧА №11. Рассчитать размерную цепь промежуточного вала (рис. 2.26) (см. указание к задаче 8).

Рис. 2.26

Исходные данные:



Вариант	1	2	3	4	5	6
Составляющее звено						
A_1	79,5	119	178	248	312	495
$A_2 = A_7$	7,5	14	20	32	22	40
$A_3 = A_5 = A_6$	15	20	32	52	82	125
A_4	20	32	44	30	25	45

III

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЁЖНОСТИ И КАЧЕСТВА АГРЕГАТОВ И СИСТЕМ

Сведения из теории

К расчетам надежности агрегатов и систем, как правило, относят расчеты показателей надежности составляющих частей и элементов, комплектующих изделие в целом. Эти расчеты проводятся на различных этапах разработки, изготовления и эксплуатации агрегатов и систем.

На этапе проектирования расчет надежности производится с целью прогнозирования ожидаемой надежности проектируемого агрегата.

На этапе испытаний и эксплуатации расчеты надежности производятся для оценки количественных показателей надежности агрегатов и систем в различных условиях их эксплуатации. На основании этих расчетов разрабатываются меры по повышению надежности, определяются ненадежные комплектующие элементы, производится оценка влияния на надежность различных эксплуатационных факторов.

Последовательность расчета надежности сложной системы сводится к следующему:

1. Прежде всего, формулируется задание на расчет надежности, в нем должны быть указаны:

- назначение агрегата (системы),
- состав и основные сведения о функционировании;
- рассчитываемые показатели надежности и признаки отказа;
- условия, в которых работает (или будет работать) данный агрегат (система);
- требования к точности и достоверности расчетов, к полноте учета воздействующих эксплуатационных факторов.

2. Далее производится выбор и обоснование показателей надежности, по которым будет производиться оценка надежности элемента или системы в целом, разрабатывается или составляется структурная схема надежности (ССН),

выбирается более рациональный метод расчета в соответствии с ССН, производится расчет и оценка точности полученных результатов» В заключение производится анализ полученных результатов и принятие решения.

Под *структурной схемой надежности* понимается наглядное представление (графическое или в виде логических уравнений) условий при которых работает или не работает исследуемый объект.

Рассмотрим простейшие ССН.

Системой без резервирования называют такую систему, совокупность элементов которой позволяет выполнять заданные функции только при условии, что все элементы работоспособны.

Схемой такой системы, изображаемой графически, является последовательное (основное) включение элементов (рисунок 3.1).

Резервированной системой называют такую совокупность элементов, в которой часть элементов является избыточной по отношению к минимальной функциональной структуре системы необходимой и достаточной для выполнения ею заданных функций.

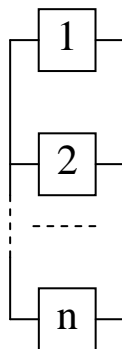
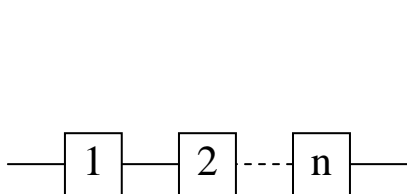


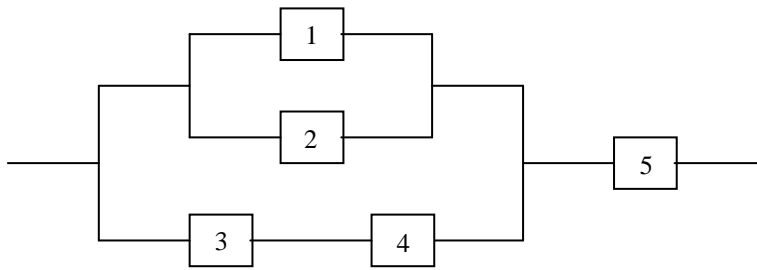
Рис.3.1 Последовательное соединение элементов Рис.3.2 Параллельное соединение элементов

Схемой такой системы, изображаемой графически, является параллельное включение элементов (рисунок 3.2).

Наибольшее распространение при расчетах надежности сложных систем получили так называемые параллельно-последовательные структуры. Расчет надежности таких структур ведется в определенной последовательности, начиная от расчета элементарных узлов и далее переходя к все более сложным.

Рис.3.3 Параллельно-последовательное соединение элементов

Последовательное соединение элементов.



Пусть событие X_i означает, что i -й элемент последовательной структуры работоспособен, а $\overline{X_i}$ - обратное событие.

Тогда структура, состоящая из последовательно соединенных элементов, работоспособна, если все элементы работоспособны. Поскольку событие X_i является независимым, то по закону произведения вероятностей вероятность того, что данная структура работоспособна, вычисляется по формуле

$$p(X_1 \cdot X_2 \cdot \dots \cdot X_n) = p(X_1)p(X_2) \dots p(X_n) = \prod_{i=1}^n p(X_i)$$

Вероятность безотказной работы и вероятность отказа структуры, представляющей собой последовательное соединение элементов, отказы которых являются независимыми событиями; определяются по следующим формулам:

$$P_c(t) = p_1(t) \cdot p_2(t) \dots p_n(t) = \prod_{i=1}^n p_i(t)$$

$$Q_c(t) = 1 - P_c(t) = 1 - \prod_{i=1}^n [1 - q_i(t)]$$

Параметр потока отказов данной структуры (в предположении, что поток отказов является простейший) определяется суммой параметров элементов входящих в данную структуру.

$$\Lambda_c = \lambda_1 + \lambda_2 + \dots + \lambda_n = \sum_{i=1}^n \lambda_i$$

Значения среднего времени безотказной работы и среднего времени восстановления работоспособного состояния системы определяются по формулам:

$$T_{oc} = \frac{1}{\Lambda_c} = \left[\sum_{i=1}^n (t_{oi})^{-1} \right]^{-1}$$

$$T_{ec} = \Lambda_c^{-1} \sum_{i=1}^n \lambda_i t_{ei}$$

Параллельное соединение элементов.

Параллельным соединением называется структура, отказ которой наступает при отказе всех элементов, входящих в структуру.

Параллельную структуру называют еще избыточной или резервированной, поскольку она содержит элементов больше, чем это необходимо для ее нормального функционирования. При отказе одного или нескольких элементов предполагаем, что все m элементов находятся в состоянии простоя, т.е.

$$p(\bar{X}_1 \cdot \bar{X}_2 \cdot \dots \bar{X}_m) = p(\bar{X}_1)p(\bar{X}_2) \dots p(\bar{X}_m) = \prod_{j=1}^m p(\bar{X}_j)$$

Вероятности отказа и безотказной работы системы, состоящей из m параллельно соединенных элементов, определяются по следующим формулам:

$$Q_c(t) = q_1(t)q_2(t) \dots q_m(t) = \prod_{j=1}^m q_j(t)$$

$$P_c(t) = 1 - Q_c(t) = 1 - \prod_{j=1}^m q_j(t) = 1 - \prod_{j=1}^m [1 - p_j(t)]$$

Для структуры, состоящей из двух параллельно соединенных элементов, значения параметра потока отказов и среднего времени восстановления работоспособного состояния данной структуры определяются по следующим формулам:

$$\Lambda_c \cong \lambda_1 \lambda_2 (t_{e1} - t_{e2})$$

$$T_{ec} = \frac{t_{e1} t_{e2}}{t_{e1} + t_{e2}}$$

В общем случае для структуры, состоящей из m параллельно соединенных элементов

$$\Lambda_c = \left(\prod_{j=1}^m \lambda_j t_{ej} \right) \left(\sum_{j=1}^m \frac{1}{t_{ej}} \right)$$

$$T_{ec} = \left(\sum_{j=1}^m \frac{1}{t_{ej}} \right)^{-1}$$

где Λ_c - параметр потока отказов J -го элемента, год⁻¹;

T_{ec} - среднее время восстановления работоспособного состояния j -го элемента, ч.

При измерении потока отказов формула запишется в виде

$$\Lambda_c \approx 8760^{1-m} \left(\prod_{j=1}^m \lambda_j t_{\theta j} \right) \left(\sum_{j=1}^m \frac{1}{t_{\theta j}} \right)$$

Для структур, включающих только равно надежные элементы, потоки отказов и среднее время восстановления работоспособного состояния будут определяться по формулам:

$$\Lambda_c = m \lambda^m t^{m-1}$$

$$T_c = m^{-1} t$$

Способы преобразования сложных структур.

Относительная простота расчетов надежности, основанная на использовании параллельно-последовательных структур, делает их самыми распространенными в инженерной практике. Однако не всегда условие работоспособности сложной системы можно представить параллельно-последовательной структурой. К таким системам чаще всего относятся системы, включающие соединения составляющих элементов типа «мостик» и другие, причем дальнейшее упрощение таких систем не дает желаемого результата.

В таких случаях любую структуру подобного типа заменяют эквивалентной параллельно-последовательной структурой с заданием соответствующих условий.

Известны и наиболее широко используются в практике расчетов надежности следующие способы преобразования сложных структур:

- способ эквивалентных замен;
- разложение сложной структуры по базовому элементу
- матричный способ преобразования структуры,

Способ эквивалентных замен.

Сущность способа эквивалентных замен заключается в том, что в цепи структуры узел сложной конфигурации заменяется на узел другой, более простой конфигурации, но при этом подбираются такие характеристики нового

узла, чтобы показатели надежности преобразуемой цепи структуры сохранялись прежними.

Пусть, например, требуется в электрической схеме заменить соединение элементов треугольником соединением элементов звездой при условии, что

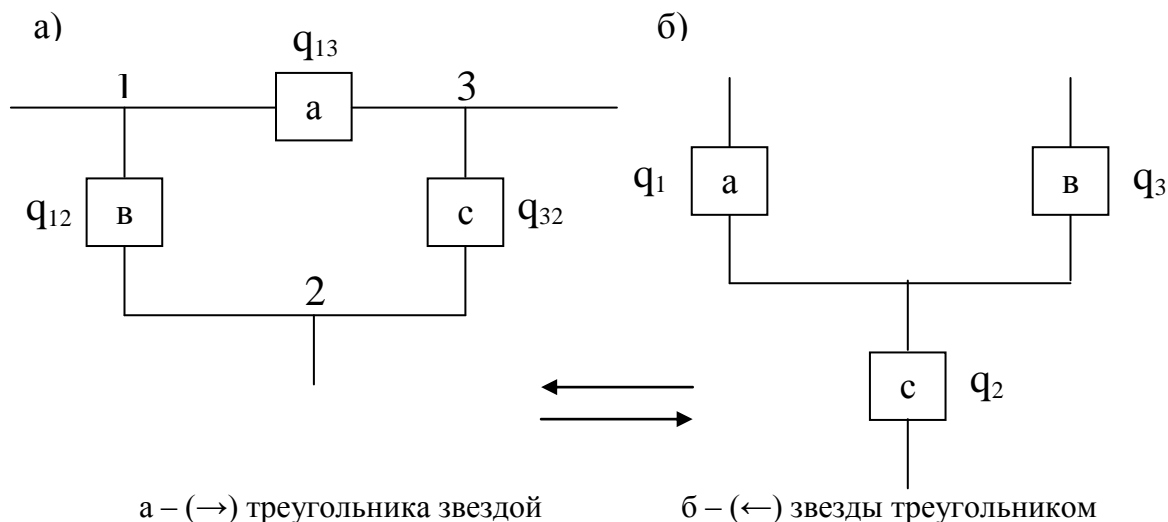


Рисунок 3.4. Эквивалентные схемы замены соединений

вероятность отказа элемента a равна q_{13} , вероятность отказа элемента b равна q_{12} , вероятность отказа элемента c равна q_{23} .

Переход к соединению звездой не должен изменять надежности цепей 1 - 2, 1 - 3, 2 - 3. Поэтому значения вероятностей отказов элементов звезды должны удовлетворять следующим неравенствам;

$$q_1 + q_2 - q_1 q_2 = (q_{23} + q_{31} - q_{23} q_{31})$$

$$q_2 + q_3 - q_2 q_3 = q_{23}(q_{31} + q_{12} - q_{31} q_{12})$$

$$q_3 + q_1 - q_3 q_1 = q_{31}(q_{12} + q_{23} - q_{12} q_{23})$$

Если пренебречь произведениями в результате решения системы уравнений можно записать

$$q_1 = q_{12} q_{31}; \quad q_2 = q_{23} q_{12}; \quad q_3 = q_{31} q_{23}$$

Для обратного преобразования соединения элементов звездой в соединение элементов треугольником получаем следующие соотношения:

$$q_{12} = \sqrt{\frac{q_1 q_2}{q_3}}; \quad q_{23} = \sqrt{\frac{q_2 q_3}{q_1}}; \quad q_{31} = \sqrt{\frac{q_3 q_1}{q_2}}$$

Разложение структуры по базовому элементу

В основе данного способа лежит использование теоремы о сумме вероятностей несовместных событий.

Для преобразования сложных структур в параллельно-последовательные выбирают базовый элемент (или группу базовых элементов) и делают следующие допущения;

1) базовый элемент находится в работоспособном состоянии (поток жидкости, электрический ток, сигнал через него проходят)

2) базовый элемент находится в состоянии отказа (пропускная способность его равна нулю, электрический ток через него не проходит).

Для этих двух случаев, представляющих собой два несовместных события, исходная схема преобразовывается в две структурные схемы. В первой из них вместо базового элемента ставится перемычка (замыкание цепи), а во второй - разрыв. Вероятности безотказной работы каждой из полученных простых структур вычисляются и умножаются: первая - на вероятность безотказной работы базового элемента; вторая - на вероятность отказа базового элемента. Полученные произведения вероятностей складываются, их сумма равна вероятности безотказной работы исходной сложной структуры.

Матричный способ преобразования структуры.

В основе данного способа лежит составление матрицы состояний отказа рассматриваемой системы. Матрица (рисунок 3.7) составляется таким образом, чтобы число ее строк соответствовало числу возможных состояний отказа системы, а число столбцов - числу элементов в системе. В соответствии с сочетанием отказов элементов в системе, при которых наступает отказ системы, составляется структурная схема надежности (рисунок 3.8).

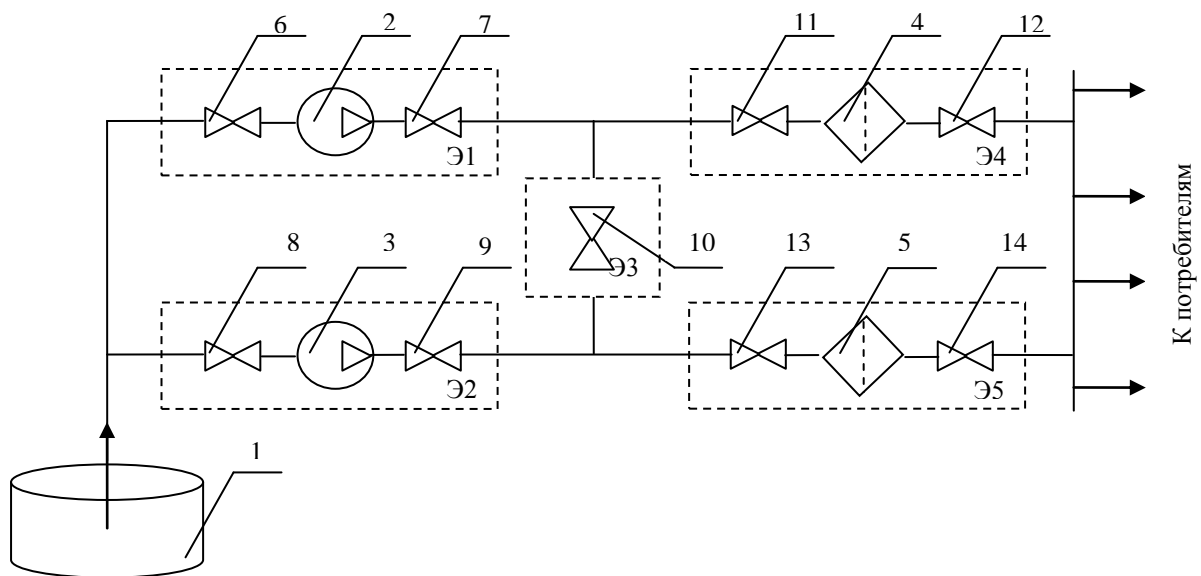


Рис. 3.5. Фрагмент схемы водоснабжения потребителей

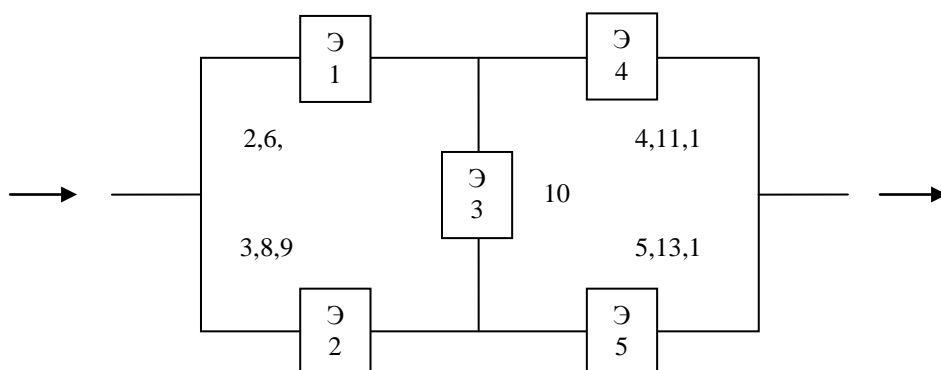
1- водозаборное сооружение; 2,3 – насосные агрегаты; 4,5 – устройства для фильтрации и специальной обработки воды; 6-14 - вентили

ССН представляет собой последовательное соединение эквивалентных элементов, отображающих состояния отказов системы. В каждом состоянии отказа имеет место совмещение событий отказа элементов, изображаемое графически в виде параллельного их соединения.

Таким образом, построенная на основании анализа приведенной выше схемы ССН представляет собой параллельно-последовательное соединение элементов, расчет надежности которого не представляет затруднений. Вероятность безотказной работы исследуемой схемы водоснабжения равна вероятности безотказной работы эквивалентной ССН.

Следует заметить, что при большом числе возможных состояний отказа системы с целью упрощения расчетов показателей, наименее вероятные состояния могут не рассматриваться.

При составлении матрицы состояний отказов системы количество её строк может быть существенно уменьшено, если не учитывать маловероятные сочетания одновременно возникающих отказов элементной системы. Но при



этом, естественно, уменьшается точность расчёта, так как матричный метод основан на переборе всех возможных ситуаций. Поэтому при большом числе возможных состояний отказа осматриваемой системы, с целью упрощения расчетов показателей надёжности, наименее вероятные состояния могут не рассматриваться в пределах допустимых погрешностей.

Рис. 3.6. Логическая схема

Номер состояния отказа	Состояние элементов: («+» - исправен; «-» - неисправен)				
	Э1	Э2	Э3	Э4	Э5
1	-	-	+	+	+
2	+	+	+	-	-
3	-	+	-	+	-
4	+	-	-	-	+

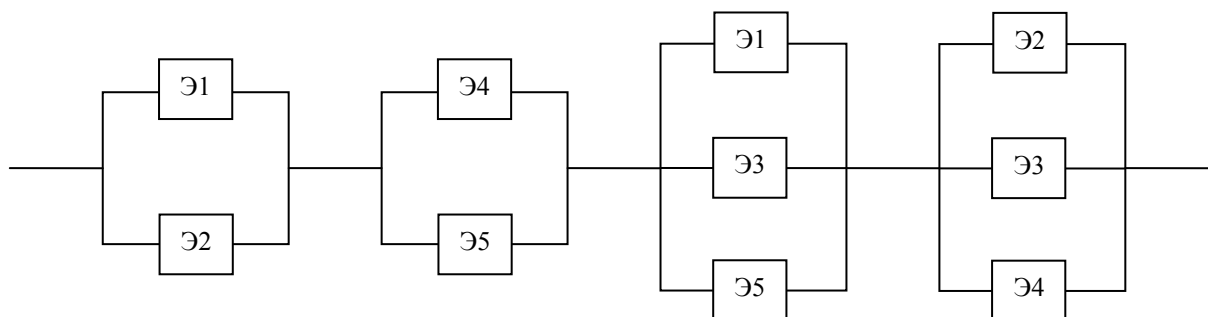
Рис. 3.7. Матрица состояний

Рис. 3.8. Структурная схема надёжности

Практическое занятие №3

Тема: «Надёжность и способы преобразования сложных структур».

Цель: Получить практические навыки по расчёту показателей надёжности и



методам преобразования сложных структур на этапе проектирования.

Задача №1. Определить значение параметра потока отказов и среднее время восстановления работоспособного состояния участка системы электроснабжения (Рис.3.9), структурная схема надёжности которого представлена на Рис.3.10. Данные о надёжности элементов представлены в таблице 1.

Таблица 1

№ эл-та	Усл-ое обозн-е	$\lambda_i, \text{год}^{-1}$						t, ч					
		1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
1	ВЛ-35 кВ	1,2	1,1	1,3	1,4	1,5	1,6	6,0	6,1	6,2	6,3	6,4	6,5
2	Ш-35 кВ	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	4,0	4,1	4,2	4,3	4,4	4,5

3	КЗ	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9	4,0
4	ОД	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9	4,0
5	Т 35/6 кВ	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	25,0	25,1	25,2	25,3	25,4	25,5
6	В-06	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	4,5	4,6	4,7	4,8	4,9	5,0
7	Ш-6 кВ	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9	4,0

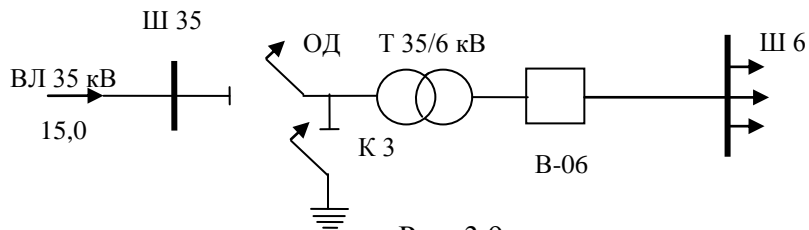


Рис. 3.9

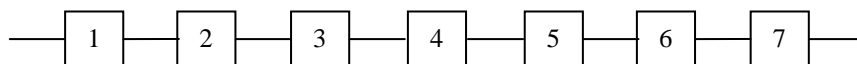


Рис. 3.10

Задача №2. Определить показатели надёжности системы, состоящей из трёх параллельно соединённых элементов (Рис.3.11), если известно, что

Таблица 2

Номер элемента	$\lambda_i, \text{год}^{-1}$						t, ч					
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	16	15	14	17	18	19
2	2,7	2,6	2,5	2,8	2,9	2,4	6	7	5	9	10	8

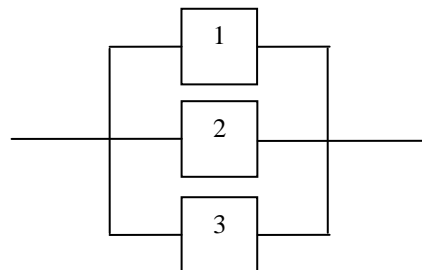


Рис. 3.11

3	5,2	5,3	5,4	5,5	5,6	5,7	24	22	23	25	27	29
---	-----	-----	-----	-----	-----	-----	----	----	----	----	----	----

Задача №3. Определить вероятность безотказной работы участка схемы водоснабжения, подключенных к напорной магистрали (Рис.3.5), если известно, что вероятности безотказной работы каждого элемента схемы равны: $P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_6 = P_7 = P_8 = P_9 = P_{10} = P_{11} = P_{12} = P_{13} = P_{14} = 0,92$ (0,91; 0,93; 0,95; 0,97; 0,99).

IV

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЁЖНОСТИ ИЗДЕЛИЙ

Сведения из теории

Показателем надежности принято называть признак, по которому оценивается надежность объекта, при этом количественное значение этого показателя называют характеристикой надежности данного объекта.

С точки зрения весомости влияния на среднюю величину оценки функционирования объекта различают основные и дополнительные показатели надежности. Дополнительные показатели могут уточнять отдельные свойства объекта или его основные показатели.

Большинство характеристик надежности выражается а виде наработки объекта, т.е. продолжительности или объема работы объекта, измеряемой в часах, циклах, километрах пробега или других единицах.

Показатели безотказности	Показатели долговечности
-вероятность безотказной работы $P(t)$; -средняя наработка до отказа t ; -гамма-процентная наработка до отказа t_γ ; -средняя наработка на отказ t_o ; -интенсивность отказов $\lambda(t)$; -параметр потока отказов $\Lambda(t)$	-средний ресурс R_{cp} ; -гамма-процентный ресурс R_γ ; -назначенный ресурс $R_{нз}$; -средний срок службы T_{cp} ; -гамма-процентный срок службы T_γ ; -назначенный срок службы T_n
Показатели ремонтпригодности	Показатели сохраняемости
-вероятность восстановления работоспособного состояния объекта $P(t_b)$; -среднее время восстановления работоспособного состояния T_b .	-средний срок сохраняемости $T_{xp\ cp}$; -гамма-процентный срок сохраняемости $T_{xp\ \gamma}$;

Расчет показателей надежности производится на этапах разработки эскизного и технического проектов. Целью расчета является проверка соответствия показателей надежности проектируемого агрегата (системы) показателям, заданным в техническом задании (ТЗ).

Повышение надежности проектируемой техники достигается следующими мероприятиями:

- упрощением схемных решений;
- выбором наиболее надежных комплектующих элементов и других технических изделий;
- разработкой схем с ограниченными последствиями отказов изделий;
- снижением механических нагрузок, облегчением электрического, теплового и других режимов работы изделий;
- применением резервных элементов и подсистем, механизмов, блоков и др.;
- стандартизацией и унификацией комплектующих элементов и изделий в целом;
- применением элементов и объектов встроенного контроля;
- автоматизацией проверок и оценок технического состояния исследуемых объектов.

В техническом задании заказчика на разработку образцов техники задаются:

- 1) требуемая вероятность безотказной работы объекта при выполнении поставленной задачи $P(t)$;
- 2) наработка на отказ t_o ;
- 3) требуемое значение коэффициента готовности K_r ;
- 4) средние квадратические отклонения:
 - вероятности безотказной работы $\sigma(P_t)$;
 - наработки на отказ $\sigma(T_o)$;
 - среднего времени восстановления работоспособного состояния $\sigma(T_v)$.

Предприятием-разработчиком определяются следующие исходные данные:

- 1) интенсивность отказов изделий λ_o ;
- 2) время работы элементов, составных частей в составе изделия при выполнении им поставленной задачи t ;
- 3) среднее время восстановления работоспособного состояния изделий T_v ;

4) средние квадратические отклонения:

- интенсивности отказов изделий $\sigma (\lambda_0)$;

-среднего времени восстановления работоспособного состояния $\sigma(T_B)$;

5) коэффициент эксплуатации K_3 , учитывающий влияние механических перегрузок (вибраций, ударов, линейных ускорений и др.);

6) коэффициенты, учитывающие влияние температуры окружающей среды, электрические нагрузки, влияние влажности на негерметизированную влагонезащищенную аппаратуру и т.д.

Процесс оценки надежности включает в себя следующие этапы:

1-й этап - составление структурных схем для расчета надежности;

2-й этап - распределение заданных количественных показателей надежности между агрегатами комплекса и отдельными сборочными единицами агрегата;

3-й этап - расчет показателей надежности;

4-й этап - оценка точности значений показателей надежности;

5-й этап - сравнение расчетных показателей с показателями, заданными в ТЗ.

Распределение показателей надежности может производиться между агрегатами, системами и машинами комплекса, совместно выполняющими поставленную задачу, и между отдельными составными частями (сборочными единицами) агрегатов, машин.

Если комплекс состоит из нескольких агрегатов, машин и в структурной схеме надежности комплекса резервирование отсутствует, то вероятность безотказной работы i -й машины, агрегата, системы можно определить по следующей формуле.

$$P_{M_i} = P_{\Sigma}^{\frac{N}{N_{\Sigma}}}, \quad (1)$$

где N - количество работающих составных частей (сборочных единиц) в i -й машине, агрегате, системе;

N_{Σ} - количество составных частей (сборочных единиц) во всех машинах комплекса;

P_{Σ} - заданная вероятность безотказной работы комплекса машин, агрегатов, систем.

При наличии в структурной схеме комплекса участков с резервируемыми элементами их необходимо заменить эквивалентной не резервированными элементами.

Значения показателей надежности, заданные в ТЗ, могут быть распределены между составными частями машин, агрегатов следующими методами:

- методом весовых коэффициентов;
- методом минимальных затрат на изготовление агрегата.

Метод весовых коэффициентов рекомендуется применять на этапе эскизного проектирования, когда сведения о конструкции, характере и режимах работы агрегата и его составных частей ограничены.

Распределение значений показателей надежности с учетом минимальных затрат на изготовление агрегата применяется в тех случаях, когда одним из основных требований, предъявляемых к агрегату, является минимизация затрат на изготовление техники при заданных показателях надежности.

Рассмотрим более подробно метод весовых коэффициентов. Вероятность отказа i -й системы (сборочной единицы) $q_i(t)$ есть функция, зависящая от интенсивности отказов λ_i и времени работы t_i , т.е.

$$q_i(t) = f(\lambda_i, t_i), \quad (2)$$

Так как суммарная интенсивность отказов системы является функцией числа элементов $\lambda_{i.}$, то можно записать следующее выражение:

$$q_i(t) = f(n_i, t_i), \quad (3)$$

При решении задачи о распределении показателей надежности возможны три случая.

Случай 1. Распределение вероятности отказа производится пропорционально количеству элементов, которое содержит каждая система, т.е.:

$$q_i(t) = f(n_i), \quad (4)$$

Такое распределение осуществляется для систем, время работы которых в течение цикла незначительно отличается от продолжительности цикла $t_{ц}$, т.е. $t_i \approx t_{ц}$.

При значении вероятности отказа системы, определяемом по формуле

$$q_i(t) \approx \lambda_i t_i, \quad (5)$$

где λ_i - интенсивность отказов i -й системы, зависимость между вероятностью отказа $q_i(t)$ и количеством элементов в системе n_i имеет линейный характер.

Значение весового коэффициента определяется по формуле:

$$\alpha_i = \frac{n_i}{n_{cp}}, \quad (6)$$

Здесь n_i - число элементов i -ой системы;

$$n_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^N n_i}{N}, \quad (7)$$

где n_{cp} - среднее число элементов в одной системе (сборочной единице);

N - число сборочных единиц, составляющих агрегат (машину).

В этом случае вероятность отказа $q_i(t)$ i -й системы определяется по формуле:

$$q_i(t) = \alpha_i q_{cp}, \quad (8)$$

$$q_{cp}(t) = 1 - P_{cp}(t), \quad (9)$$

$$P_{cp}(t) = \sqrt[N]{P_{M_i}(t)} \quad (10)$$

В формуле (10) $P_{M_i}(t)$ - вероятность безотказной работы агрегата (машины), определяемая по формуле (1) или заданная в ТЗ.

Случай 2. Распределение вероятности отказа производится пропорционально времени работы системы в течение цикла, т.е.

$$q_i(t) = f(t_i), \quad (11)$$

Такое распределение осуществляется для систем, в которых число элементов примерно одинаково, т.е. $n_i \approx n_{cp}$.

Значение весового коэффициента при этом равно:

$$\alpha_i = \frac{t_i}{t_{cp}}, \quad (12)$$

Здесь t_i - время работы i -й системы в течение цикла.

t_{cp} - среднее время работы системы в течение цикла, которое можно определить из следующего выражения:

$$t_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^N t_i}{N}, \quad (13)$$

В формуле (13) через N обозначено число систем агрегата (машины).

Вероятность отказа в данном случае определяется по формуле:

$$q_i(t) = \frac{t_i}{t_{cp}}, \quad q_{зао}(t) = \alpha_i q_{зао}(t), \quad (14)$$

Случай 3. Распределение показателей надежности осуществляется пропорционально количеству элементов и времени работы системы в течение цикла, т.е.

$$q_i(t) = f(n_i, t_i), \quad (15)$$

Такое распределений осуществляется только в тех случаях, когда заранее известно количество элементов в отдельных системах и время их работы в течение цикла.

Значение весового коэффициента определяется по формуле:

$$\alpha_i = \frac{n_i t_i}{(nt)_{cp}}, \quad (16)$$

где n_i - число элементов в i -й системе,

t_i - время работы i -й системы в течение цикла.

Величина $(nt)_{cp}$, входящая в выражение (16). определяется по формуле:

$$(nt)_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^N n_i t_i}{N}, \quad (17)$$

где N - число систем агрегата (машины).

Учитывая формулы (16) и (17), получим (18)

$$q_i(t) = \frac{n_i t_i}{(nt)_{cp}}, \quad q_{зад}(t) = \alpha_i q_{зад}(t), \quad (18)$$

Практическое занятие №4

Тема: «Расчет показателей надежности на этапе проектирования»

Цель: Получить практические навыки в расчёте показателей надёжности элементов стартовых и технических комплексов на этапе их проектирования.

Задача №1 Агрегат состоит из i систем с числом элементов n_1, n_2, \dots, n_i . При известной вероятности безотказной работы агрегата по техническому заданию $P_{зад}(t)$ требуется распределить оптимальные значения показателей надежности между системами.

Задача №2 Агрегат состоит из i систем, время работы которых равно t_1, t_2, \dots, t_i . При известной вероятности безотказной работы агрегата $P_{зад}(t)$ требуется произвести распределение значений показателей надежности между системами из условия сохранения заданного уровня надежности агрегата.

Задача №3 Вероятность безотказной работы агрегата, состоящего из i систем, равна $P_{зад}$. Число элементов в системах n_1, n_2, \dots, n_i . Время работы систем в течении цикла равно t_1, t_2, \dots, t_i . Требуется распределить значения показателей надежности между системами из условия сохранения заданного в тех. задании уровня надежности агрегата.

Исходные данные для решения задач

Вариант №	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$P_{зад}$	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94
n_1	200	300	400	500	600	700	800	100	200	300	400	500	600	700	800
n_2	300	310	410	520	610	780	845	110	205	320	450	550	610	780	880
n_3	250	320	420	540	645	790	865	120	215	310	465	510	635	790	810
n_4	270	325	490	550	655	770	870	140	230	340	440	540	640	770	815
n_5	280	340	470	565	650	750	860	115	225	355	430	545	660	765	825
n_6	265	355	430	570	670	765	850	125	245	360	435	535	670	755	830
n_7	245	360	435	520	655	745	810	130	260	350	425	530	645	735	840
n_8	210	340	455	545	640	765	835	145	255	340	480	545	620	720	879
n_9	310	310	435	530	680	770	875	135	270	330	470	555	610	770	875
n_{10}	285	380	440	535	660	785	865	115	230	310	485	580	605	790	860
t_1	10	20	30	40	50	60	70	80	90	10	20	30	40	50	60
t_2	12	22	32	43	54	65	75	87	95	11	26	32	44	54	66
t_3	13	25	34	41	57	69	76	81	97	14	23	33	47	53	63

t ₄	15	24	36	45	53	68	78	82	96	19	25	37	50	56	67
t ₅	12	21	38	47	56	64	79	86	93	20	21	38	46	57	64
t ₆	17	26	31	43	58	67	71	84	94	16	28	34	43	52	69
t ₇	19	27	38	48	59	66	72	83	91	17	29	35	42	51	68
t ₈	16	29	39	49	54	63	74	84	95	15	22	37	44	58	61
t ₉	20	28	34	42	51	61	73	89	93	12	23	31	48	55	62
t ₁₀	13	22	37	45	50	64	76	82	91	18	21	32	46	59	69