

**Министерство образования и науки Украины
Донбасская государственная машиностроительная академия**

С. С. Красовский

**МЕТОДЫ И СРЕДСТВА
СОЗДАНИЯ ЗАДАННЫХ УСИЛИЙ
В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ**

**ТЕОРИЯ,
ИССЛЕДОВАНИЯ,
ТЕХНОЛОГИЯ,
КОНСТРУКЦИИ**

Монография

Утверждено
на заседании
ученого совета ДГМА
Протокол № 11 от 01.07.08

Краматорск 2009

УДК 621.883
ББК 34.441
К 78

Рецензенты:

Гусев В. В., проф., д-р техн. наук, Донецкий национальный технический университет;

Пивоваров Л. В., проф., д-р техн. наук, Славянский государственный педагогический университет;

Козлов В. И., проф., канд. техн. наук, проректор по научно-методической работе, Донбасский институт техники и менеджмента.

Наводяться результати досліджень у галузі створення пристроїв для контролю моменту при ударному з'ягуванні різьбових з'єднань. Представлено результати теоретичних досліджень динаміки руху елементів контролюючого пристрою. Отримані результати використані при розробці конкретних конструкцій пристроїв для контролю моменту з'ягування нарізних з'єднань.

Монографія призначена для наукових і інженерно-технічних працівників машинобудівної галузі, студентів і аспірантів машинобудівних спеціальностей.

Красовский, С. С.

К 78 Методы и средства создания заданных усилий в резьбовых соединениях : теория, исследования, технология, конструкции : монография / Красовский С. С. – Краматорск : ДГМА, 2009. – 144 с.

ISBN

Приводятся результаты исследований в области создания устройств для контроля момента при ударной нагрузке резьбовых соединений. Представлены результаты теоретических исследований динамики движения элементов контролирующего устройства. Полученные результаты использованы при разработке конкретных контролирующих устройств для контроля момента затяжки резьбовых соединений.

Монография предназначена для научных и инженерно-технических работников машиностроительной отрасли, студентов и аспирантов машиностроительных специальностей.

УДК 621.883

ББК 34.441

ISBN

© С. С. Красовский, 2009

© ДГМА, 2009

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	6
1 Основные направления создания тарированной ударной затяжки.....	8
1.1 Анализ существующих методов контроля усилий при ударной затяжке	8
1.1.1 Метод ударной затяжки с контролем по моменту	8
1.1.1.1 Контроль момента затяжки с помощью предельных торсионных механизмов	10
1.1.1.2 Контроль момента затяжки с помощью дозирования потребляемой гайковертом энергии	12
1.1.1.3 Контроль момента затяжки с помощью фиксирования времени затяжки	13
1.1.1.4 Контроль момента затяжки по числу ударов.....	14
1.1.1.5 Контроль момента затяжки по энергии отскока бойка.....	14
1.1.2 Метод контроля усилия затяжки по деформации болта или промежуточных деталей стыка	15
1.1.3 Метод контроля усилия затяжки резьбовых соединений по углу поворота гайки	17
1.1.4 Контроль усилия по градиенту момента затяжки	18
1.1.5 Метод контроля момента затяжки по приращению угла поворота гайки	19
1.1.6 Методы и точность контроля усилия затяжки.....	22
1.2 Типовые конструкции гайковертов и устройств для тарированной ударной затяжки резьбовых соединений.....	23
1.2.1 Гайковерт со встроенным торсионом.....	23
1.2.2 Гайковерт ударного действия с предельным механизмом.....	24
1.2.3 Гайковерт с контролем момента затяжки резьбовых соединений по числу ударов.....	25
1.2.4 Гайковерт ударного действия с мониторной системой управления.....	28
1.3 Тарированная затяжка групповых резьбовых соединений	28
1.4 Выводы. Цель и обоснование направления исследования	30
2 Исследование процесса сборки резьбовых соединений и новые направления в создании устройств для тарированной затяжки.....	32
2.1 Анализ использования механизированного ручного инструмента при сборке резьбовых соединений	32
2.2 Новое направление в тарированной ударной затяжке.....	33
2.2.1 Средства для контроля момента затяжки резьбовых соединений.....	35
2.2.1.1 Электрический гайковерт ударно-импульсного действия с тарированным моментом затяжки.....	35

2.2.1.2 Пневматический гайковерт ударно-импульсного действия с тарированным моментом затяжки.....	36
2.2.1.3 Насадки к гайковертам ударного действия, обеспечивающие тарированную затяжку	38
3 Выбор рациональных параметров устройств, контролирующих момент затяжки	43
3.1 Движение инерционного элемента устройства для контроля момента затяжки	43
3.1.1 Дифференциальное уравнение движения гайки	45
3.1.2 Дифференциальное уравнение движения инерционного элемента	45
3.1.3 Зависимость момента затяжки от углового отклонения инерционного элемента.....	47
3.2 Упрощенное рассмотрение динамики движения инерционного элемента	51
3.3 Анализ решения уравнений движения элементов контролирующего устройства	54
3.4 Сравнительный анализ методов контроля момента затяжки, основанных на измерении характерных параметров при каждом ударе...57	
4 Затяжка групповых резьбовых соединений	61
4.1 Особенности затяжки групповых соединений	61
4.2 Основные уравнения и расчетные модели соединений.....	62
4.3 Одномерная стержневая модель соединения.....	64
4.4 Двухмерная стержневая модель соединения	65
4.5 Расчет усилий при последовательной затяжке соединений.....	70
4.6 Групповая и комбинированная затяжка соединений.....	80
4.6.1 Групповая затяжка болтов	80
4.6.2 Комбинированная затяжка соединений	81
4.7 Общий метод расчета затяжки групповых соединений	83
4.8 Расчет соединений методом конечных элементов.....	87
4.8.1 Расчет общим методом.....	87
4.8.2 Расчет методом разъединения деталей.....	88
4.9 Влияние условий сборки на равномерность затяжки соединений	89
5 Комплексные экспериментальные исследования метода контроля момента затяжки по максимальному угловому ускорению гаечного ключа или гайки.....	93
5.1 Стенд для экспериментальных исследований	93
5.2 Исследование динамических процессов	100
5.3 Исследование конструкций устройств	106
5.4 Обработка результатов эксперимента	108
5.4.1 Программа статистической обработки результатов измерений	109
5.5 Исследование точности метода контроля момента затяжки.....	109
5.6 Сравнительный анализ точности методов контроля момента при ударной затяжке.....	115

6 Практическая реализация результатов исследования.....	117
6.1 Требования к устройствам для тарированной затяжки резьбовых соединений.....	117
6.2 Разновидности УКУ и их применение.....	119
6.3 Реализация результатов работы	124
7 Теоретические исследования редкоударного гайковерта для затяжки крупных резьбовых соединений прокатных станов.....	128
7.1 Исследование энергосиловых параметров редкоударных гайковертов для затяжки крупных резьбовых соединений прокатных станов	128
7.2 Исследования влияния инерционных параметров элементов гайковертов на его энергетические параметры	133
Литература.....	137

ВВЕДЕНИЕ

Большие резервы повышения производительности труда за счет механизации и автоматизации содержат в себе сборочные работы.

Сборка является завершающим этапом производственного процесса в машиностроении и во многом определяет качество изготавливаемой продукции. Особое место в конструкциях и технологии производства машин занимают резьбовые соединения, которые составляют от 35 % до 80 % от общего количества соединений, применяемых в машиностроении. Трудоемкость сборки резьбовых соединений в машиностроении составляет 25–35 % от общей трудоемкости сборочных работ, в приборостроении – 51,1 %, а при сборке сельхозмашин, тракторов и их двигателей резьбовые соединения составляют 30 % от трудоемкости сборочных работ или 10–15 % общей трудоемкости изготовления изделия. Некачественная сборка тракторов приводит к тому, что потеря времени на проверку и дотяжку крепежа составляет 6–10% от общего времени сборки тракторного агрегата [1].

Для механизации процессов сборки в настоящее время в основном используют гайковерты ударного и безударного действия и весьма ограничено – фрикционно-импульсные [6, 7, 8, 9]. При сборке резьбовых соединений с небольшим диаметром резьбы обычно используют безударные гайковерты, однако известен ряд конструкций гайковертов безударного действия [6], предназначенных для затяжки крупных резьбовых соединений. Ударные гайковерты в последние годы находят все более широкое применение. Существует множество различных конструкций ударных гайковертов [7, 8, 9, 10, 11, 12], однако гайковертов, обеспечивающих тарированную затяжку, нет. Исследования в области затяжки резьбовых соединений показывают, что 50–60 % крепежных деталей разрушаются из-за неправильной затяжки.

Ударная затяжка резьбовых соединений в условиях конвейерной сборки производится без контроля усилия либо с последующей операцией контроля с помощью ручных динамометрических ключей, что снижает производительность сборки. Известно немало случаев [13, 14, 15] выхода из строя узлов и агрегатов по причине неправильной затяжки резьбовых соединений. Поэтому задача обеспечения тарированной ударной затяжки резьбовых соединений имеет первостепенную важность.

Об актуальности создания эффективных средств контроля усилия при ударной затяжке резьбовых соединений свидетельствует быстрый рост количества авторских свидетельств и патентов, выдаваемых в таких промышленно развитых странах, как США, Япония, Великобритания, ФРГ, Швеция.

Исследованиям затяжки резьбовых соединений, в том числе и тарированной, посвящено большое число работ [16, 17, 18, 19, 20, 21]. Однако, несмотря на такое многообразие, большинство предложенных устройств не могут найти широкое применение либо из-за сложности изготовления, либо из-за низкой точности, либо из-за узости области использования.

Отсутствие достаточно точных и универсальных по своим характеристикам ударных гайковертов и устройств контроля усилия затяжки резьбовых соединений сдерживает внедрение ударной затяжки. Поэтому дальнейшие исследования, направленные на разработку более совершенных конструкций ударных гайковертов, обеспечивающих тарированную затяжку, и устройств контроля к гайковертам ударного действия, серийно выпускаемых нашей промышленностью, являются весьма актуальной задачей.

1 ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОЗДАНИЯ ТАРИРОВАННОЙ УДАРНОЙ ЗАТЯЖКИ

1.1 Анализ существующих методов контроля усилий при ударной затяжке

При ударной затяжке, как и при статической, определяется фиксируемый в процессе затяжки параметр, который функционально связан с основным признаком – осевым усилием в резьбовом соединении (усилием затяжки). Точность затяжки в значительной степени определяется сложностью этой функциональной связи, поэтому метод затяжки обеспечивает тем большую точность, чем проще зависимость между усилием и фиксируемым параметром.

Исходя из этого, можно выделить следующие основные методы контроля при ударной затяжке:

- по моменту затяжки;
- по деформации болта или промежуточных деталей стыка;
- по углу поворота гайки;
- по градиенту момента затяжки.

1.1.1 Метод ударной затяжки с контролем по моменту

Указанный метод основан на следующей известной зависимости между усилием и моментом затяжки:

$$M_{зат} = Q_0 \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\beta + \beta') + \frac{2}{3} Q_0 \mu_0 \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2}, \quad (1.1)$$

где Q_0 – усилие затяжки;

d_{cp} – средний диаметр резьбы;

β – угол подъема винтовой линии;

$\beta' = \operatorname{arctg} \mu$ – угол трения;

$\mu' = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ – приведенный коэффициент трения в резьбе;

α – угол профиля резьбы;

μ – коэффициент трения фрикционной пары;

μ – коэффициент трения на опорной поверхности гайки с радиусами R_1 и R_2 .

Первый член соотношения (1.1) выражает сопротивление в резьбе M_p , второй – на торце гайки M_T , таким образом,

$$M_{зат} = M_p + M_T = Q_0 K_{mp} + Q_0 K_{mT} = Q_0 (K_{mp} + K_{mT}), \quad (1.2)$$

где

$$K_{\text{мр}} = \frac{d_{\text{ср}}}{2} \operatorname{tg}(\beta + p');$$

$$K_{\text{мт}} = \frac{2\mu_0(R_2^3 - R_1^3)}{3(R_2^2 - R_1^2)}.$$

В зарубежной практике для определения аналогичной зависимости пользуются следующими формулами [22]:

$$M_{\text{зат}} = k \cdot d \cdot Q_0, \quad (1.3)$$

где d – наружный диаметр резьбы
 k – экспериментальный коэффициент (для стальных болтов и гаек без покрытия при отсутствии смазки $k = 0.2$);

$$p = \operatorname{arctg} \left(\frac{\mu}{\cos \beta} \right);$$

где p – угол трения в резьбе

$$\frac{D_T}{2} = \left(\frac{1}{3} \right) \frac{D_2^3 - D_1^3}{D_2^2 - D_1^2}.$$

где D_T – диаметр трения кольцевой поверхности гайки на соприкасающейся поверхности;

Метод контроля при ударной затяжке резьбовых соединений по моменту имеет наибольшее распространение из-за простоты осуществления и реализуется в основном путем дозирования энергии, передаваемой в резьбовое соединение и измерением некоторых параметров при каждом ударе.

Контроль момента затяжки дозированием энергии, передаваемой в резьбовое соединение, производится следующими способами:

- 1) с помощью предельных торсионных механизмов;
- 2) с помощью дозирования потребляемой гайковертом энергии;
- 3) с помощью фиксирования времени затяжки;
- 4) по числу ударов;
- 5) по энергии отскока бойка.

1.1.1.1 Контроль момента затяжки с помощью предельных торсионных механизмов

Торсионы обычно устанавливаются между наковальней и гайкой и играют роль упругого элемента, ограничивающего верхний предел развиваемого гайковертом момента. Этот способ основан на следующей теоретической зависимости [23]:

$$M_{\text{пр}} = \sqrt{2A_e C_{\text{пр}}}, \quad (1.4)$$

где $M_{\text{пр}}$ – предельный момент;

A_e – энергия единичного удара гайковерта;

$C_{\text{пр}}$ – приведенная жесткость системы «гайковерт – резьбовое соединение».

Для наиболее часто встречающихся практических случаев приведенная жесткость определяется из соотношения:

$$\frac{1}{C_{\text{пр}}} = \frac{1}{C_T} + \frac{1}{C_T} + \frac{1}{C_б} \left[1 - \left(\frac{1 + K_0}{K_T} \right)^2 \right], \quad (1.5)$$

где K_0 – коэффициент, характеризующий величину остаточного момента в резьбовом соединении;

K_T – коэффициент, учитывающий соотношение между моментами на ключице и торце гайки;

$C_T, C_{\text{ш}}, C_б$ – соответственно жесткости торсиона, шпинделя гайковерта и болта.

В данном способе используется свойство упругого элемента (торсиона) преобразовывать энергию упругой деформации. Накováльня гайковерта за ряд последовательных ударных импульсов передает в резьбовое соединение кинетическую энергию, которая реализуется в работу по созданию заданного усилия затяжки.

Работа A в резьбовом соединении и потенциальная энергия Π деформации кручения торсиона выражается соответственно следующими зависимостями [24]:

$$\Pi = \int_0^{\theta} M_{\text{зам}} d\theta; \quad (1.6)$$

$$\Pi = \int_0^{\gamma} M_{\text{кр}} d\varphi, \quad (1.7)$$

где θ – угол поворота гайки;

φ – угол закручивания торсиона.

Учитывая, что деформация торсиона происходит в пределах упругости, и принимая линейный характер зависимости $M = f(\theta(\varphi))$ (рис. 1.1) соотношения (1.6) и (1.7) можно представить так:

$$A = \frac{1}{2} M_{зат} \theta; \quad (1.8)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} M_{кр} \varphi. \quad (1.9)$$

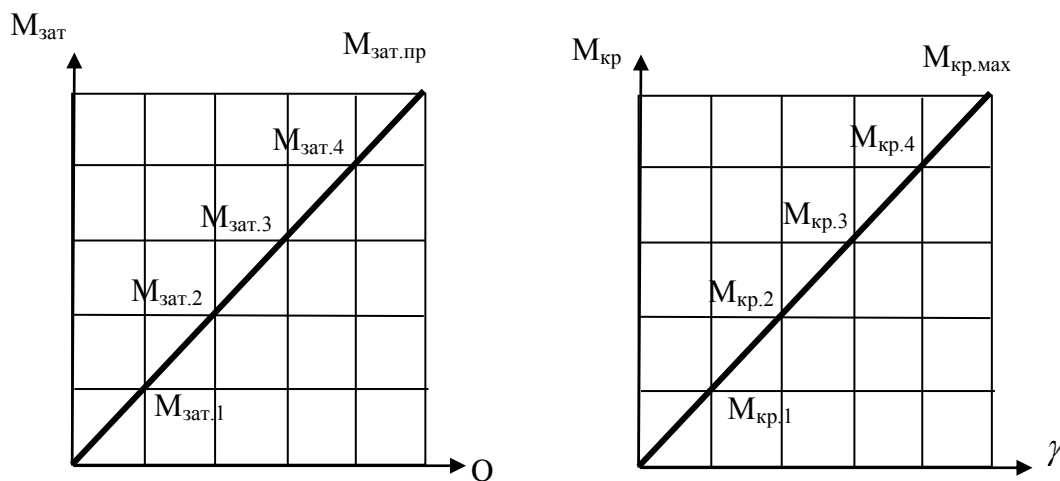


Рисунок 1.1 – Соотношение графических зависимостей $M_{зат} = f(\theta)$ и $M_{кр} = f(\varphi)$ при затяжке с помощью торсиона

При каждом ударном импульсе часть кинематической энергии, переданной наковальне, будет переходить в потенциальную энергию деформации Π , и эта доля энергии в процессе затяжки будет все время увеличиваться, то есть:

$$\Pi_1 < \Pi_2 < \Pi_3 < \dots < \Pi_n,$$

где n – число ударов.

Соответственно будет уменьшаться доля энергии, реализуемая работой в резьбовом соединении за каждый ударный импульс, то есть

$$A_1 > A_2 > A_3 > \dots > A_n.$$

При $n \rightarrow n_{\max}$, $A_n - \Pi_n \rightarrow 0$, затяжка резьбового соединения прекращается, поскольку энергия каждого ударного импульса переходит в потенциальную энергию деформации торсиона.

Поскольку величина Π за каждый ударный импульс определяется величиной $M_{зат}$, что наглядно видно из рис. 1.1, то, зная для каждого гайковерта энергию удара и зависимость $M = f(\varphi)$, можно определить расчетный предельный момент затяжки, развиваемый данным гайковертом.

Способ контроля момента затяжки с помощью торсионов широко используется такими зарубежными фирмами, как Ingersoll Rand Chicago Pneumatic Cleco (США), Bosch в ФРГ, Yortoa Industrial Fuji air tools (Япония), Atlas Copco (Швеция) и другими [24, 25, 26, 27, 28, 29].

Известны конструкции гайковертов, у которых с целью расширения области применения торсионы выполняются регулируемой жесткости, например гайковерты 5020 ТН, 5040 ТН [30].

Однако, как показали исследования, проведенные во ВНИИСМИ [44, 45], точность затяжки у таких гайковертов на 20–30 % ниже, чем при использовании гайковертов с торсионами нерегулируемой жесткости.

Несмотря на простоту способа, его применение на практике ограничивается по тем причинам, что торсионы резко снижают производительность гайковертов, его КПД. Как видно из зависимостей (1.4) и (1.5) предельный момент зависит не только от параметров гайковерта, но и от параметров резьбового соединения. Следовательно, для резьбовых соединений с различной характеристикой (податливостью болта и промежуточных деталей стыка), даже при одном и том же диаметре резьбы, необходимо иметь различные торсионы. Кроме того, торсионы ограничивают только верхний предел момента затяжки. Но так как визуальное наблюдение в конце затяжки затруднено, то практически для того, чтобы уверенно достигнуть верхнего предела момента затяжки, необходимо работать гайковертом в течение времени, которое всегда должно быть больше периода, необходимого для затяжки. Практически последний определяется субъективно, что зачастую приводит к недотяжке резьбовых соединений.

1.1.1.2 Контроль момента затяжки с помощью дозирования потребляемой гайковертом энергии

Данный способ применяется для гайковертов ударного действия, работающих на текущей (воздушной или жидкостной) среде [33]. Заданный ее объем обеспечивает определенную величину энергии на выходе гайковерта. Пример осуществления такой схемы приведен на рис. 1.2.

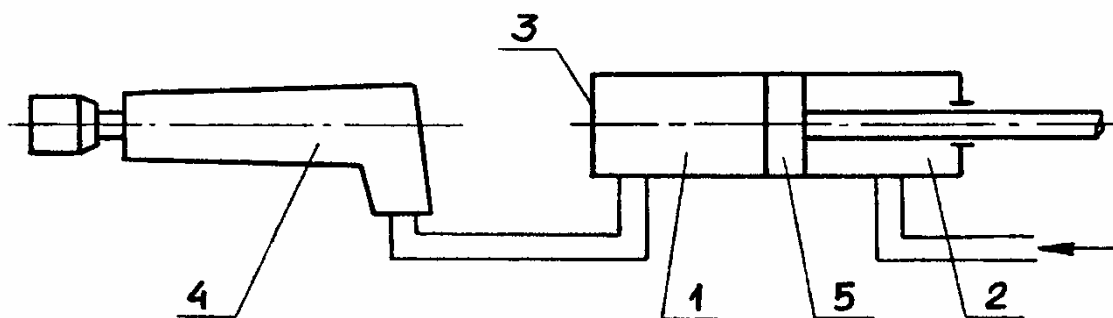


Рисунок 1.2 – Схема ударной затяжки путем дозирования потребляемой энергии

На подобном принципе основана работа пневматических гайковертов моделей ИП 3106 и ИП 3205, выпускаемых Свердловским заводом «Пневмостроймашина».

В рабочую полость 1 (рис. 1.2) под давлением нагнетается объем воздуха, определяемый экспериментально для каждого типа затягиваемых резьбовых соединений. Смежная полость 2 цилиндра 3 также находится под давлением. При работе гайковерта 4 поршень 5, перемещаясь, поддерживает постоянное давление в рабочей полости 1. Таким образом, каждый цикл затяжки совершается при одном и том же объеме среды, что обеспечивает в известных пределах одинаковую затяжку резьбовых соединений.

Недостаток таких конструкций заключается в том, что по пути перехода энергии гайковерта в резьбовое соединение дозировка может нарушаться из-за внутренних потерь, которые трудно учесть и которые могут меняться с течением времени.

Разновидностью способа ограничения массы энергоносителя является способ регулирования момента затяжки за счет изменения давления сжатого воздуха, поступающего из двигателя. Способ заключается в изменении сечения выхлопных отверстий двигателя с помощью дополнительной автоматики.

Известны патенты, в которых иностранные фирмы, такие как американская Chicago Pneumatic [34, 35], японские «Ютанитекка», «Нихон нюматикукаче» и другие [36], предлагают устройства для осуществления способа регулирования момента за счет изменения давления сжатого воздуха. Однако эти конструкции могут быть использованы для мелких резьбовых соединений (М6-М8) [37]. Это приводит к тому, что данный способ регулирования момента затяжки имеет ограниченное применение.

К способу контроля момента затяжки дозированием потребляемой энергии следует отнести и гайковерты ударного действия, работающие от порохового заряда, причем изменением величины последнего регулируется доза энергии, подаваемая в резьбовое соединение [31].

Сравнительно высокая стоимость порохового заряда, опасность применения, а также то, что подача энергии в резьбовое соединение происходит не от фиксированного положения стыка (это вносит дополнительные погрешности) не способствуют широкому применению этого способа на практике.

1.1.1.3 Контроль момента затяжки с помощью фиксирования времени затяжки

В основу этого способа положена зависимость между энергией и временем затяжки. При этом необходимо обеспечить стабильную работу ударных механизмов и идентичность стыков и резьбовых соединений.

Способ регулирования момента по времени довольно прост, но применен он может, только в условиях конвейерной сборки, где обеспечивается в некоторой мере стабильность резьбовых соединений и давление сжатого воздуха.

Нестабильность в работе ударного механизма, изменение упругости системы и целый ряд других трудно учитываемых факторов изменяют величину суммарной энергии и импульсов за время затяжки, поэтому точность способа невысокая.

Ударные гайковерты при затяжке по данному способу могут оснащаться реле времени, воздействующие на привод [38].

Для повышения точности затяжки австрийская фирма «Bohler» применяет в пневматических гайковертах моделей TF30K и TF40K гидравлический регулятор времени, однако достигаемая точность момента затяжки невелика.

1.1.1.4 Контроль момента затяжки по числу ударов

Этот момент основан на функциональной зависимости между текущим значением момента затяжки и числом ударов [39, 40, 41, 42]:

$$M_i = \sqrt{2A_e C_{np} [1 - (1 - \xi)^i]}, \quad (1.10)$$

где M_i – момент затяжки после i -того удара;

C_{np} – определяется по формуле (1.5) без учета жесткости торсиона;

ξ – структурный коэффициент, его значение обычно находится в пределах 0,02-0,04, причем большие значения соответствуют менее podatливым резьбовым соединениям;

i – число ударов.

Указанный способ может быть использован при работе с редкоударными гайковертами со стабильной энергией единичного удара и является более перспективным по сравнению с двумя вышеописанными способами.

Большое затруднение при работе с гайковертами по данному способу вызывает то обстоятельство, что для его применения предварительно необходимо определять C_{np} , величина которой для различных видов соединений различна. Кроме того, он совершенно неприемлем для затяжки групповых резьбовых соединений, так как характер перераспределения усилий неизвестен.

1.1.1.5 Контроль момента затяжки по энергии отскока бойка

Практика использования гайковертов ударного действия показывает, что при возрастании сопротивления затягиванию со стороны резьбового соединения энергия отскока бойка увеличивается. Это связано

с возрастанием реактивных ударных импульсов, как в соединении, так и в упругой системе и используется для ограничения усилия затяжки по энергии отскока бойка [43].

В связи с этим скорость отскока бойка с каждым последующим ударом увеличивается [34]:

$$\varpi_{oi} = \sqrt{1/((I_{\sigma} + I_n)C_{np})}, \quad (1.11)$$

где ϖ_{oi} – угловая скорость отскока после i -того удара;

C_{np} – приведенная крутильная жесткость элементов системы, определяется по формуле (1.5) без учета C_m ;

I_{σ}, I_n – моменты инерции соответственно бойка и наковальни.

В предельных механизмах гайковертов ударного действия энергия отскока реализуется при осевом либо угловом перемещении бойка. Соответственно различают осевые и угловые предельные механизмы [44, 45].

Поскольку величина перемещения бойка зависит от энергии отскока, то, фиксируя заданную величину перемещения и подавая сигнал на индикаторное устройство, в резьбовом соединении определяют заданное усилие затяжки. На этом принципе построены некоторые пневматические ударные гайковерты таких зарубежных фирм, как Chicago Pneumatic, Ingersoll Rand (США) и другие.

Описанный способ не имеет широкого распространения из-за конструктивной сложности и высоких требований стабильности давления сжатого воздуха. Поэтому он применяется лишь при сборке неотчетственных резьбовых соединений, где не требуется высокой точности полученного усилия затяжки.

1.1.2 Метод контроля усилия затяжки по деформации болта или промежуточных деталей стыка

Способы реализации метода контроля по удлинению болта обеспечивают наибольшую точность измерения усилий [56]. В основу этих способов положена зависимость между измеряемым параметром (деформацией) и усилием затяжки [58]:

$$\Delta \ell = Q \frac{\ell}{EF} = Q\lambda, \quad (1.12)$$

где $\Delta \ell$ – удлинение болта или укорочение промежуточных деталей стыка на расчетной длине;

ℓ и F – соответственно длина и площадь поперечного сечения болта или промежуточной детали стыка;

λ – коэффициент податливости болта или стягиваемой детали.

Для прямого измерения удлинения стержня необходимо иметь доступ к болту с двух сторон. Торцы болта, контактирующие с измерительным инструментом, выполняют либо плоскими шлифовальными, либо делают на них центровые конические отверстия под сферические наконечники инструмента.

При одностороннем доступе к болту или при большой длине болта для контроля его удлинения используют встроенный индикатор деформации (рис. 1.3).

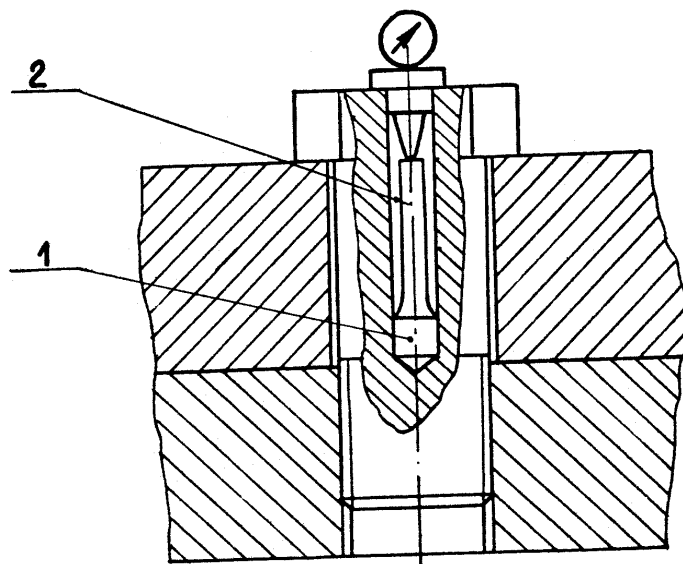


Рисунок 1.3 – Схема контроля усилия затяжки по удлинению болта

Индикатор представляет собой цилиндрический стержень 1, который вставляют в центральное отверстие 2 со стороны головки болта и запрессовывают у основания отверстия [47, 48].

Точность контроля по удлинению стержня болта определяется точностью измерения удлинения.

В ряде случаев, особенно при экспериментальных исследованиях, для контроля усилия затяжки применяют проволочные или фольговые тензодатчики, наклеиваемые на гладкую поверхность болта или заливаемые в центральное отверстие, которые после измерения могут оставаться на детали при дальнейшей эксплуатации.

Однако, несмотря на высокую точность затяжки, которую обеспечивает этот способ, он применяется весьма ограниченно вследствие сложности его реализации и необходимости применения специальной регистрирующей аппаратуры.

Другой путь – контроль усилия затяжки по деформации промежуточных деталей стыка. К таким деталям относятся различные конструкции шайб, которые обеспечивают как дискретный, так и непрерывный контроль усилия затяжки в процессе сборки [49, 50, 51, 52]. Индикаторные шайбы изготавливают на различные нагрузки, и при их применении

не требуется проводить специальных расчетов или пользоваться специальным сборочным инструментом. Погрешности при использовании индикаторных шайб преимущественно связаны с допусками на изготовление шайб и непараллельностью контактирующих поверхностей.

Несмотря на простоту способа, область его применения весьма узка из-за повышенной стоимости.

1.1.3 Метод контроля усилия затяжки резьбовых соединений по углу поворота гайки

В практике довольно часто применяется контроль усилия затяжки резьбовых соединений по углу поворота гайки. При этом в технических условиях на сборку резьбового соединения указывают угол поворота гайки. Величину этого угла в зависимости от требуемого усилия затяжки можно получить из условия равновесия и совместности перемещений болта и стягиваемых деталей [53, 54]:

$$\varphi = 360 \frac{Q}{P} \frac{C_{\delta} + C_{\delta}}{C_{\delta} \cdot C_{\delta}}, \quad (1.13)$$

где Q – требуемое усилие затяжки;

P – шаг резьбы;

C_{δ} – жесткость болта;

C_{δ} – жесткость стягиваемых деталей.

На рис. 1.4 показана типичная зависимость усилия затяжки от угла поворота гайки, которая имеет существенную нелинейность на начальном этапе затягивания (участок ОА) гайки. Последнее – результат наличия микронеровностей и погрешностей формы контактирующих деталей. После упруго-пластического обжатия микронеровностей и достижения номинального прилегания деталей зависимость $Q = f(\varphi)$ подчиняется уравнению (1.13) до появления упругопластических деформаций в теле болта (участок АВ).

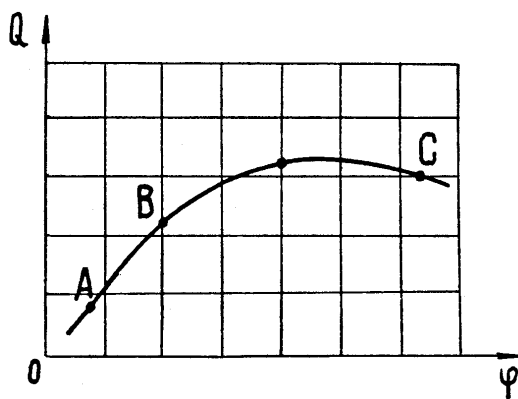


Рисунок 1.4 – Зависимость усилия затяжки от угла поворота гайки

Указанный метод по сравнению с контролем по удлинению более прост при выполнении сборочных работ. Однако сложная зависимость $\varphi = f(Q)$, связанная с вычислением жесткости болта и стягиваемых деталей, и трудностью определения начального угла φ_0 , при котором полностью выбираются зазоры в соединении, делают этот метод малоэффективным.

Метод контроля усилия затяжки по углу поворота гайки не пригоден для соединения с короткими болтами ($l < 4d$) [23, 24].

Расчетный угол поворота для таких болтов невелик, и погрешности метода сказываются в наибольшей степени.

В зарубежной практике довольно часто применяется метод контроля по углу поворота [55]. Американские фирмы Ingesoll Rand и Clero охотно приобретает патенты, в которых предлагаются специальные гайковерты, отключаемые при достижении заданного поворота гайки. В нашей стране выпуск таких специальных гайковертов пока не налажен. А высокий разброс параметров применяемых высокопрочных болтов, не позволяет применять этот способ в отечественной практике.

Более прогрессивным и перспективным направлением, по мнению ряда ученых [56, 57, 58], являются устройства для одновременного контроля момента затяжки и угла поворота. Эти устройства обеспечивают точность контроля в пределах $\pm 6,2\%$ [59], и основаны на том, что одновременно измеряют момент, пропорциональный усилию затяжки резьбового соединения и угол поворота гайки, с выдачей сигнала об окончании процесса заворачивания и последующим сравнением и анализом измеряемых параметров. Это значительно уменьшает производительность и ведет к усложнению сборочного оборудования. Из-за конструктивной сложности этот метод на практике не используется.

1.1.4 Контроль усилия по градиенту момента затяжки

Этот метод основан на непрерывном измерении приращения момента dM_3 к приращению соответствующего угла поворота гайки $d\varphi$ [60, 61]. В начале затяжки резьбового соединения, когда происходит обжатие микронеровностей, наблюдается увеличение градиента момента $dM_3/d\varphi$. На втором этапе (после обжатия соединения) зависимость $M = f(\varphi)$ имеет линейный характер вплоть до появления упруго-пластических деформаций в стержне болта. На этом этапе производная (градиент) $dM_3/d\varphi = const$. В тот момент, когда материал болта или соединяемых деталей достигает предела текучести, зависимость $M_3 = f(\varphi)$

становится нелинейной и градиент $\frac{dM_3}{d\varphi} \neq const$, подается сигнал на окончание затяжки.

Практическая реализация описанного алгоритма управления оказывается более сложной из-за колебания коэффициента трения в процессе затяжки. В результате на линейную часть зависимости накладываются многочисленные «помехи», которые могут вызывать преждевременный сигнал об окончании затяжки (до достижения предела текучести).

Вследствие конструктивной сложности реализация, необходимости предварительного определения зависимости $M_3 = f(\varphi)$, описанный способ на практике применения не получил.

1.1.5 Метод контроля момента затяжки по приращению угла поворота гайки

В Донбасской государственной машиностроительной академии был разработан метод контроля, основанный на том, что между моментами затяжки и приращением угла поворота гайки после каждого (*i*-того) удара существует определенная зависимость [62, 63, 64, 65, 66]. В процессе ударной затяжки при каждом ударе наковальне передается некоторое количество энергии $A_{e\partial}$. Эту величину называют энергией единичного удара гайковерта.

Энергия единичного удара расходуется на работу поворота гайки A_n и на работу упругого закручивания шпинделя гайковерта A_y :

$$A_{e\partial} = A_n + A_y. \quad (1.14)$$

Работу, затрачиваемую на поворот гайки, можно приблизительно вычислить по следующей формуле:

$$A_n = M_i \Delta\varphi_{ir}, \quad (1.15)$$

где M_i – момент затяжки гайки после *i*-того удара;
 $\Delta\varphi_{ir}$ – приращение угла поворота.

Между приращением угла поворота гайки $\Delta\varphi_{ir}$ и моментом затяжки M_i после *i*-того удара существует однозначная зависимость (1.15) [67], исходя из которой можно судить о величине момента затяжки после каждого удара, измеряя значение $\Delta\varphi_{ir}$.

Преимущество этого метода, по сравнению с ранее рассматриваемыми, состоит в том, что на его точность податливость резьбового соединения оказывает значительно меньшее влияние, чем на точность других

методов, например на точность метода контроля усилия затяжки по углу поворота гайки. Рассмотрим влияние податливости на точность этих двух методов. На рис. 1.5 а приведена зависимость $M = f(\varphi)$ для резьбовых соединений с различной податливостью.

Для определения момента затяжки по углу поворота, необходимо знать все величины, входящие в зависимость 1.13, но, как уже отмечалось в п. 1.1.3, их определение неизбежно связано с определением погрешности. Кроме этого вызывает определенную сложность определения зависимости $\varphi = f(Q)$ (рис. 1.4). Отсюда момент M_i для резьбовых соединений, имеющих различную податливость, может быть определен с различной точностью при одной и той же погрешности определения φ_i (рис. 1.5 а). Погрешность затяжки резьбовых соединений, имеющих различную податливость, при контроле по приращению угла поворота гайки несколько ниже (рис. 1.5 б). Однако, как видно из приведенных графиков, точность у этих методов тем выше, чем выше податливость резьбового соединения. Вместе с тем, зависимость (1.15) будет тем точнее, чем меньше $\Delta\varphi_i$. Поскольку в конце затяжки приращение угла поворота гайки весьма мало, то соотношение (1.15) с достаточной точностью выражает величину A_n .

Работа, идущая на упругое закручивание шпинделя гайковерта, определяется по известной формуле [30]:

$$A_y = M_c^2 / 2C, \quad (1.16)$$

где C – приведенная жесткость элементов гайковерта (величина постоянная для каждого гайковерта).

Учитывая (1.15) и (1.16), получим:

$$A_{e\partial} = M_i \cdot \Delta\varphi_{ir} + M_i^2 / 2C. \quad (1.17)$$

Из (1.17) приращение угла поворота гайки после i -того удара:

$$\Delta\varphi_{ir} = A_{e\partial} / M_i - M_i / 2C. \quad (1.18)$$

При одинаковом значении приращения угла поворота гайки $\Delta\varphi_{1i} = \Delta\varphi_{2i} = \Delta\varphi_{3i}$ работа, затраченная на поворот гайки за один удар, отличается незначительно при любом характере зависимости момента от угла поворота гайки. (Указанная работа равна площади заштрихованного участка).

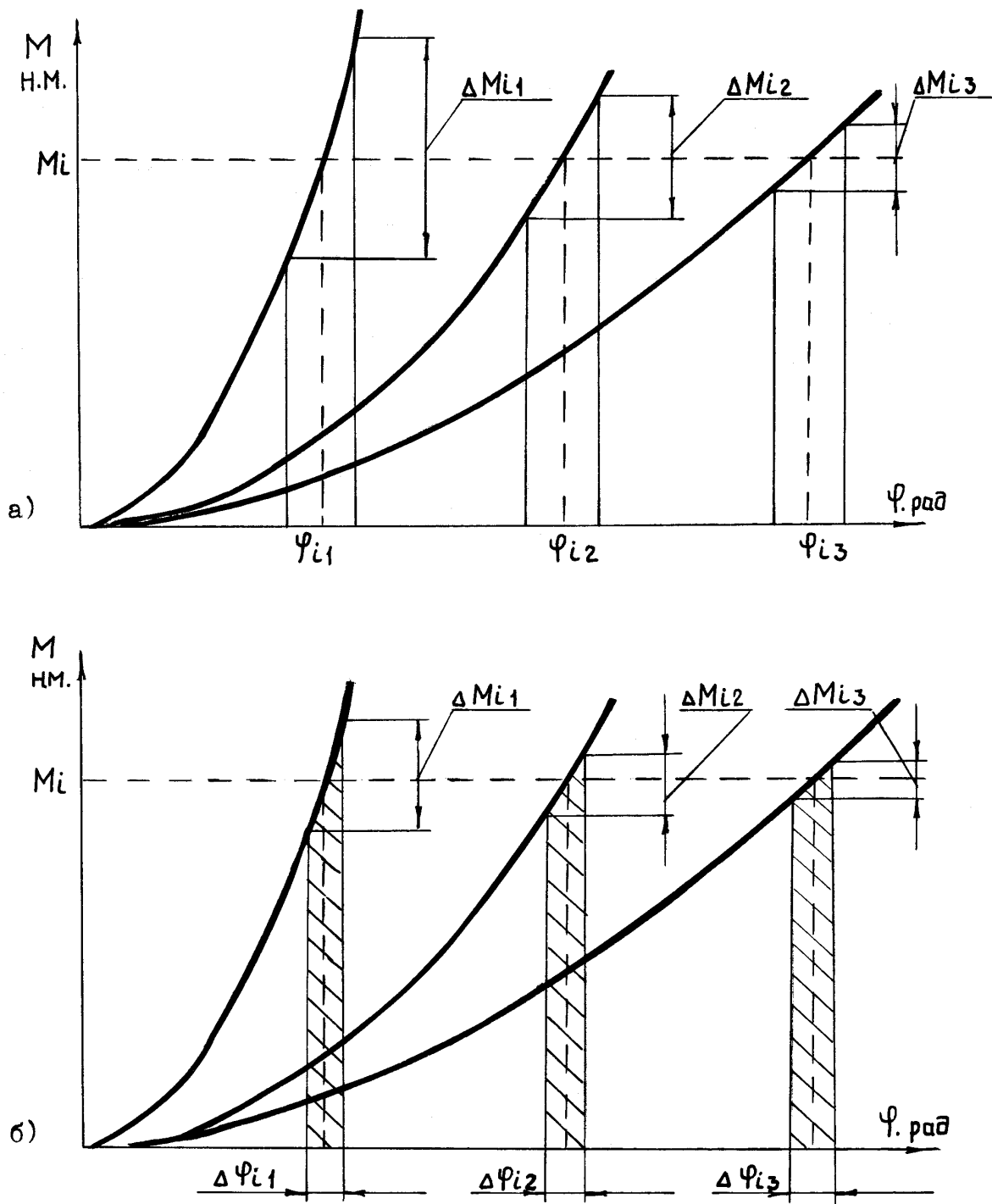


Рисунок 1.5 – Зависимость $M = f(\varphi)$ для резьбовых соединений с различной податливостью

Однако на практике широкого применения рассмотренный метод не нашел из-за невысокой точности контролирующих устройств, реализующих этот метод. Устройство, измеряющее приращение угла поворота гайки после каждого удара, как правило, располагается в наковальне гайковерта [68]. Вследствие неизбежного наличия зазоров в соединении наковальни гайковерта с гаечным ключом и гаечного ключа с затягиваемой гайкой измеряемое значение приращения угла поворота будет складываться:

$$\varphi_{изм} = \varphi_{ш} + \varphi_{кл} + \Delta\varphi_{ir}, \quad (1.19)$$

где $\Delta\varphi_{изм}$ – измеряемое значение приращения угла поворота (входящее в зависимость (1.18) и по которому судят о величине достигнутого момента затяжки резьбового соединения);

$\varphi_{ш}$ – угол поворота шпинделя наковальни относительно гаечного ключа во время выбора угловых зазоров в их сочленении;

$\varphi_{кл}$ – угол поворота гаечного ключа относительно затягиваемой гайки во время выбора угловых зазоров в их сочленении.

Как видно из (1.19), $\Delta\varphi_{изм} \neq \Delta\varphi_{ir}$, а добавляется еще погрешность, вносимая зазорами, неизбежно существующими в местах сочленения шпинделя гайковерта с ключом и ключа с затягиваемой гайкой. Нередко суммарная величина указанных угловых зазоров превышает величину $\Delta\varphi_{ir}$, особенно при затяжке жестких стыков, где $\Delta\varphi_{ir}$ в конце затяжки весьма мало. Кроме этого, на точность контроля момента затяжки существенное влияние оказывает изменение энергии единичного удара гайковерта, которая в процессе работы гайковерта может изменяться. При использовании пневматических гайковертов, энергия удара которых, в значительной степени, определяется давлением сжатого воздуха в сети, точность контролируемого момента снижается. Эти обстоятельства сдерживают широкое применение метода контроля момента затяжки резьбовых соединений по приращению угла поворота гайки.

1.1.6 Методы и точность контроля усилия затяжки

Многочисленные исследования, выполненные в нашей стране и за рубежом [69, 70, 71, 72, 73, 74, 75, 76, 77, 78], показывают, что точность усилия затяжки зависит от степени соответствия исходных и фактических данных, принятых для расчета величины контролируемого параметра и от точности обеспечения и измерения этого параметра при сборке.

Точность контроля усилия затяжки резьбовых соединений во многом определяет надежность и работоспособность машин и механизмов.

Повышение точности контроля усилия затяжки резьбовых соединений на 5–10 % позволит снизить вес крепежных деталей примерно в 1,5 раза при том же уровне надежности и работоспособности. Анализ существующих методов контроля усилия затяжки резьбовых соединений по их точности и относительной стоимости представлен в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Точность и относительная стоимость рассмотренных методов затяжки

Метод затяжки	Достижимая точность	Относительная стоимость	Источник
Ручная сборка:	$\pm 35 \%$		[75]
– одним рабочим	$\pm (15-22) \%$	1	[79], [75]
– разными рабочими	$\pm 75 \%$		[77]
По моменту:	$\pm 25 \%$		[76]
– без указания средств сборки	$\pm 30 \%$	1,5	[53], [75]
– динамическими ключами	$\pm 10-45 \%$ M15 %	2	[44]
По углу поворота гайки:	$\pm 15 \%$ $\pm (14-22) \%$ $\pm 30 \%$ $\pm 22 \%$	2 3	[75], [80] [81], [75] [80] [53]
По деформации промежуточных деталей стыка	$\pm 10 \%$	7	[75], [80]
По деформации болта	$\pm (3-5) \%$ $\pm 5 \%$	15	[75] [80], [75]
По деформации болта или промежуточных деталей с применением тензодатчиков	$\pm 1 \%$ $\pm 2 \%$	20	[75], [80]

1.2 Типовые конструкции гайковертов и устройств для тарированной ударной затяжки резьбовых соединений

1.2.1 Гайковерт со встроенным торсионом

Типовая конструкция гайковерта со встроенным торсионом представлена на рис. 1.6.

В конструкции гайковерта [23] предусмотрена составная наковальня 1, состоящая из собственно наковальни 1 и втулки 2, служащей для соединения наковальни 1 с торцевой головкой 3. Соединение между втулкой и наковальней таково, что оно допускает возможность некоторого относительного поворота между этими деталями только в одном направлении. Торсион 4 соединен одним концом с наковальней 1, а другим – с втулкой 2 при помощи штифта 5. Для регулировки величины передаваемого предельного момента торсионом 4 используют винт 6. Ввертывая его во втулку 7, можно изменять величину предварительной деформации торсиона 4, а следовательно, и величину достигаемого момента затяжки.

Когда соединение будет затянуто до момента, определяемого предварительной деформацией торсиона, последний начнет выполнять роль упругого элемента и вся энергия последующих ударов будет расходоваться на упругую деформацию торсиона.

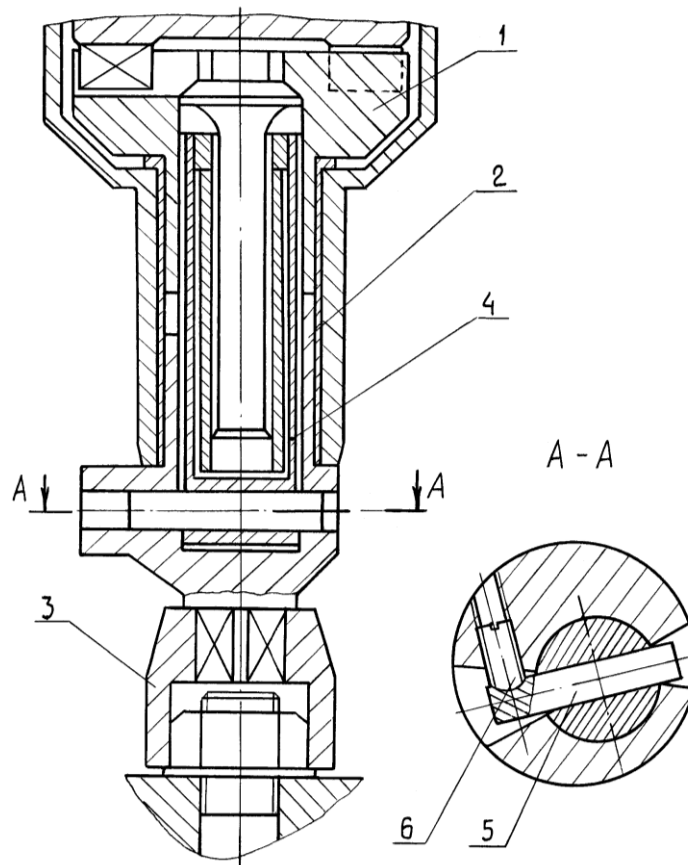


Рисунок 1.6 – Гайковерт ударного действия со встроенным торсионом

1.2.2 Гайковерт ударного действия с предельным механизмом

Известно множество различных конструкций гайковертов с предельными механизмами. Примером может служить ударный гайковерт [81], схематически изображенный на рис. 1.7.

Крутящий момент от двигателя (не показан) передается ведущему валу 1. На ведущий вал 1 свободно надет цилиндрический вращающийся боек 2 с двумя кулачками 3 на нижнем торце. Кулачки 3 при смещении бойка 2 по валу соединяются с двумя такими же кулачками 4, сидящими на верхнем торце наковальни 5.

Ведущий вал выполнен с винтовой наковальней 6, по которой перемещается подвижный шарик 7, частично входящий в гнездо на внутренней поверхности бойка.

На нижний квадратный конец 8 наковальни 5 устанавливается составная насадка 9 с гнездом под размер затягиваемого резьбового соединения. Насадка 9 состоит из двух частей, соприкасающихся по торцам, между которыми расположены в двух круговых рядах пружинящие штифты 10, вставленные концами в гнезда, расположенные в обеих частях насадки. Благодаря этому насадка образует упругую муфту. Диаметр шрифтов и длина между торцами обеих частей посадки подбирается в соответствии с передаваемым крутящим моментом.

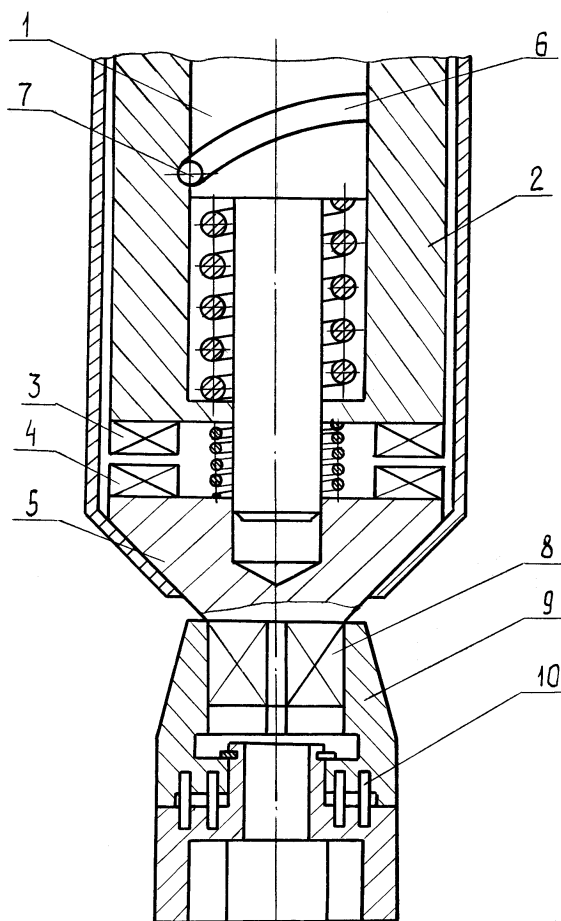


Рисунок 1.7 – Гайковерт ударного действия с предельным механизмом

После того, как насадка 9 установлена на затягиваемое резьбовое соединение, включается гайковерт, происходит ударное взаимодействие кулачков 4 наковальни. В результате этого наковальня 5 и насадка 9 приводятся во вращение.

Когда сопротивление затягивание крепежной детали достигнет предельной величины, определяемой усилием ударной пружины 11 бойка и углом подъема винтовой линии канавки 6, боек начинает отставать от ведущего вала 1, поводковый шарик 7 поднимается по винтовой канавке, боек. При этом ударная пружина 11 снимается, и боек отводится от наковальни 5, вызывая разъединение кулачков 3 и 4.

Муфта предельного момента ограничивает только верхний предел момента, но не исключает недотяжку резьбовых соединений.

1.2.3 Гайковерт с контролем момента затяжки резьбовых соединений по числу ударов

Ряд конструкций гайковертов, как отечественных, так и зарубежных [82, 83], позволяющих производить тарированную затяжку резьбовых соединений, основаны на рассмотренном в п. 1.1.1.4 способе контроля момента затяжки по числу ударов.

Основная трудность при использовании таких гайковертов заключается в определении необходимого числа ударов. Резьбовым соединениям с различной податливостью, даже при одном и том же диаметре, необходимо сообщить различное число ударов, чтобы достигнуть требуемого момента затяжки. Кроме того, гайковерты с контролем момента затяжки по числу ударов совершенно непригодны для затяжки групповых резьбовых соединений, так как характер перераспределения усилий при такой затяжке неизвестен.

На рис. 1.8 приведен ударный гайковерт с автоматическим блокированием ударного механизма, срабатывающем при достижении заданного числа ударов.

Перед началом работы устанавливают режим работы гайковерта, то есть необходимое число ударов, которое должно быть передано на затягиваемое резьбовое соединение. Для чего за ручку 1 поднимают палец 2 в верхнее положение, при этом под действием пружины 3 стержень 4 перемещается в крайнее положение. После этого устанавливают упор 5 в одно из отверстий 6, соответствующее числу ударов для достижения определенного усилия затяжки резьбового соединения, и за втулку 7 утапливают стержень 4 в отверстие 8 до контактирования буртика 9 с упором 5. При этом палец 2 за счет скошенного конца 10 приподнимается, пропускает стержень 4 и стопорит его под действием пружины 11 от возвращения в исходное положение, западая в канавку 12.

При работе гайковерта за каждый удар происходит одно перемещение вала 13 по направлению к шпинделю-наковальне и возврат вала 13 в исходное положение. При перемещении вала 13 к шпинделю-наковальне его коническая поверхность 14 взаимодействует с пальцами 15, при этом кольцо 16 перемещается в радиальном направлении, воздействуя на запорный элемент 17, и перемещает его вдоль оси. В этом направлении перемещается сухарь 18 и размещенные в нем упор 19 и палец 2, при этом стержень 4 выходит из контакта с кольцевой канавкой 12 и под действием пружины 3 перемещается в осевом направлении на половину шага кольцевых канавок 12 до их контакта с упором 19.

Таким образом, после осуществления одного удара стержень 4 перемещается на величину шага кольцевых канавок 12. При каждом из последующих перемещений вала 13 стержень 4 последовательно перемещается на величину шага. После осуществления последнего удара, определяемого положением упором 5, гладкий конец стержня 4 размещается под упором 19, препятствуя его последующему радиальному перемещению, а следовательно, и перемещению запорного элемента 17. В результате связи, наложенной запорным элементом 17, вал 13 и ведомая часть ударника не смогут перемещаться в продольном направлении для осуществления удара, и процесс затяжки прекращается.

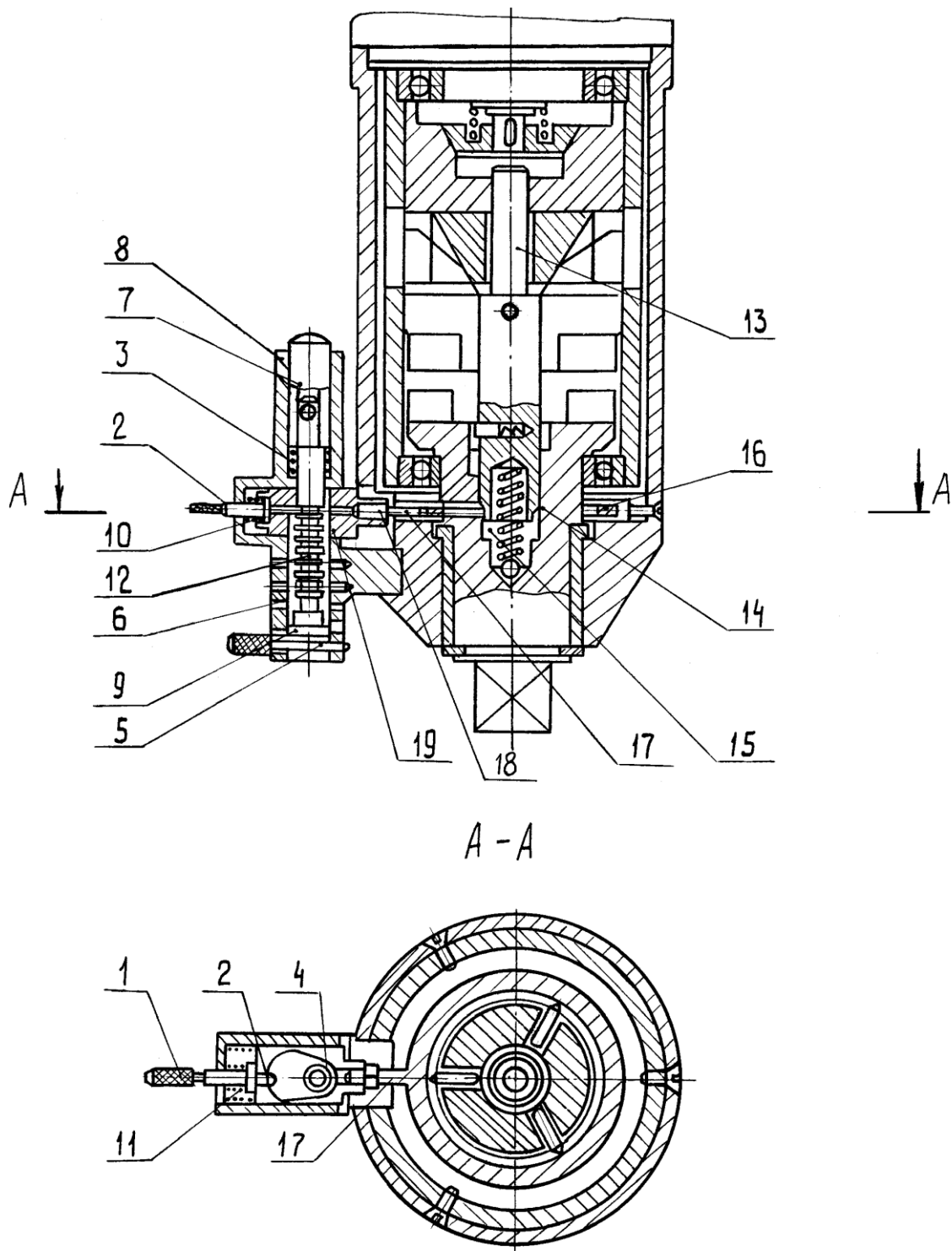


Рисунок 1.8 – Гайковерт с автоматическим блокированием ударного механизма

Таким образом, после передачи в резьбовое соединение определенное количество ударов, требуемых для получения заданного усилия затяжки, ударный механизм гайковерта автоматически блокируется, и даже при работающем приводе излишние удары не наносятся.

1.2.4 Гайковерт ударного действия с мониторной системой управления

В последние годы все шире разрабатываются устройства, реализующие метод контроля усилия, основанный на одновременном измерении момента и угла поворота гайки при способе затяжки резьбовых соединений.

Американской фирмой SPS Laboratoiers создан ударный гайковерт «Tension-Pak» с микропроцессором [84]. Гайковерт позволяет производить затяжку болтов до предела, определяемого пластичностью материала, из которого он изготовлен.

Фирмой разработан соответствующий алгоритм функционирования гайковерта, по которому из степени затяжки резьбового соединения определяется необходимый параметр, основанный на крутящем моменте. Для получения этой информации в гайковерте имеется угломер, определяющий угол поворота вала во время каждого импульса ударного механизма. Специальное устройство преобразует эту информацию пульсационного типа в необходимый параметр.

Для получения графика, основанного на данных о крутящем моменте, и угле поворота вала, параметр, основанный на крутящем моменте, сравнивается с данными угла поворота вала. Данные о действии ударного механизма гайковерта и крутящем моменте сведены в специальный график, по которому можно установить начало наступления предела пластичности материала, из которого изготовлено затягиваемое резьбовое соединение. В этот момент подается сигнал на отключение гайковерта.

Из-за сложности конструкции гайковерта со встроенной микроЭВМ, его относительно высокой стоимости он не нашел широкого применения.

1.3 Тарированная затяжка групповых резьбовых соединений

Затяжка групповых резьбовых соединений имеет свои особенности. Связано это с тем, что в процессе затяжки происходит перераспределение усилий в крепежных деталях. Поэтому заранее невозможно с достаточной точностью определить напряжение предварительной затяжки. В настоящее время нет эффективного и экономичного метода массовой сборки групповых резьбовых соединений, который обеспечил бы предварительную затяжку с точностью в пределах $\pm 5\%$ [85]. Все известные методы весьма неэкономичны и могут быть использованы для ограниченного числа стыков. В связи с этим многие методы, в том числе получившие наибольшее распространение, такие как энергетический метод, метод контроля по деформации, оказываются совершенно непригодными при сборке резьбовых соединений. Применение каких-либо других методов контроля приводит к значительным погрешностям усилия затяжки. Приведенные

экспериментальные исследования [86] показали, что в ряде случаев эти погрешности удобнее выражать величиной относительной неравномерности:

$$\gamma = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2M_{\text{ср}}} 100\% . \quad (1.20)$$

Эта неравномерность может достигать значительных величин 32-49 %.

Наибольшая неравномерность наблюдается при затяжке групповых резьбовых соединений с мелким крепежом (до М16).

В последние годы начал находить себе применение метод контроля момента затяжки по приращению угла поворота гайки [62]. Этот метод позволяет производить затяжку групповых резьбовых соединений с достаточно высокой точностью, однако, устройства, реализующие этот метод нашей промышленностью, серийно не выпускаются, а отсюда и ограниченность его применения.

На величину относительной неравномерности большое влияние оказывают применяемые средства. В таблице 1.2 приведен разброс относительной неравномерности [56, 87].

Таблица 1.2

№ п/п	Используемые средства затяжки	Относительная неравномерность при затяжке, %	Источник
1	Предельные ключи:		
	– фрикционного типа	± 22,2	[86]
	– кулачкового типа	± 25	
2	Гайковерты пневматические:		
	– с остановкой двигателя в конце затяжки	± 25	
	– с тарированной кулачковой муфтой	± (20-35)	[81]
	– с тарированной фрикционной муфтой	± (16-19)	
	– с автоматическим расцеплением муфты	± 25	
3	Гайковерты ударного действия:		
	– с ударными механизмами без дополнительных контролирующих устройств	± 40	
	– с контролем по углу закручивания торсиона	± 25	[81]
	– с контролируемыми устройствами, основанными на измерении приращения угла поворота гайки	± 10-± 22	[62]
4	Импульсно-фрикционные гайковерты	± 10-± 20	[88], [89]

То обстоятельство, что групповые резьбовые соединения весьма широко применяются в технике (это всевозможные фланцевые соединения, различные крышки и т. д.), а их сборка ударными гайковертами ограничена из-за отсутствия надежных и универсальных средств контроля, обеспечивающих равномерную затяжку, приводит к разработке и созданию прогрессивных методов и средств, позволяющих обеспечивать требования технологии сборки узлов машин и отдельных агрегатов.

1.4 Выводы. Цель и обоснование направления исследования

Анализ известных методов и средств контроля усилий при ударной затяжке резьбовых соединений показывает следующее:

1 Самый тщательный расчет деталей резьбового соединения на прочность теряет смысл, если при сборке не будет обеспечен основной фактор – усилие затяжки, определяющий надежность и долговечность резьбовых соединений.

2 В производственных условиях замерять непосредственно усилие затяжки резьбовых соединений невозможно, поэтому о величине достигнутого усилия судят по косвенным параметрам: крутящему моменту, углу поворота гайки, деформации болта или промежуточных деталей стыка и другим, связанным с усилием затяжки функциональными зависимостями, рассмотренными выше.

3 Многообразие методов контроля можно классифицировать по косвенным параметрам, функционально связанным с усилием в резьбовом соединении.

4 Известные методы контроля усилий затяжки не находят широкого применения из-за своих недостатков: низкая точность (методы предельного момента и по углу поворота гайки), сложность реализации при относительно высокой стоимости, (градиентный метод и метод деформации болта или промежуточных деталей стыка).

5 Большинство известных методов контроля усилий не могут быть применены при затяжке крепежных деталей с одинаковыми параметрами (диаметр резьбы, длина болта и т. п.), но с различной податливостью. Указанное обстоятельство в первую очередь относится к энергетическим методам (по времени затяжки, путем дозирования энергии, подаваемой в резьбовое соединение и др.). Эти методы не могут быть применены и при затяжке групповых резьбовых соединений, так как усилие в ранее затянутом резьбовом соединении во время затяжки рядом стоящего изменяется, а характер этого изменения неизвестен. Поэтому неизвестно какую энергию необходимо затратить при повторной затяжке крепежной детали.

6 Экспериментальные исследования, проведенные по разным методам с целью определения достигаемой точности усилия затяжки, дают большой разброс результатов.

7 Сборочное производство не имеет надежного и точного ручного механизированного инструмента. В массовых и серийных производствах сборку резьбовых соединений, как правило, осуществляют в два этапа: предварительная затяжка механизированным инструментом (как правило, ударный гайковерт), и окончательная – ручными динамометрическими ключами.

8 Наибольшее распространение из всех рассмотренных выше методов получил метод контроля усилия затяжки по моменту. Его основные преимущества:

- простота;
- высокая производительность;
- позволяет механизировать процесс сборки;
- в исходную формулу момента (1.2) не входят величины, характеризующие податливость элементов соединения и предварительную затяжку, поэтому он наиболее точен в случае затяжки деталей, обладающих различной податливостью, а также групповых резьбовых соединений;
- учитывает как напряжения растяжения в теле винта, так и касательные напряжения.

Однако на практике существует ограниченное число устройств и приспособлений для контроля момента при ударной затяжке резьбовых соединений. Отсутствие простых и надежных средств, обеспечивающих тарированную затяжку резьбовых соединений, сужает область применения гайковертов ударного действия. Поэтому исследование и разработка таких средств является весьма актуальной проблемой.

2 ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СБОРКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ И НОВЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ В СОЗДАНИИ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ТАРИРОВАННОЙ ЗАТЯЖКИ

2.1 Анализ использования механизированного ручного инструмента при сборке резьбовых соединений

Исследования, проведенные на ряде крупных предприятий индивидуального машиностроения (НКМЗ, СКМЗ, КЗТС, ДМЗ), нефтехимической промышленности (УНПЗ, КНПЗ, ЛНПЗ), Горловском ПО «Стирол», автотракторной промышленности (ХТЗ, Ростсельмаш, АМПО) и ремонтных базах таких электростанций, как Ленинградская АЭС, Чернобыльская АЭС, Угледорская ГРЭС, показали, что наряду с гайковертами статического действия при сборке резьбовых соединений достаточно широко применяются ударные гайковерты.

При затяжке ответственных резьбовых соединений гайковертами ударного действия предусматривается операция проверки достигнутого момента при помощи динамометрических ключей. Так при сборке тракторных двигателей на АМПО затяжку крышки головки блока цилиндров осуществляют ударными гайковертами модели ИП 3106, после чего момент затяжки контролируют динамометрическими ключами и при необходимости производят дотяжку резьбовых соединений, а это приводит к потерям, которые составляют 6–10 % от общего времени сборки агрегата [5].

Пневматические ударные гайковерты типа 3106, ИП 3115 и др., выпускаемые Свердловским заводом «Пневмостроймашина», оснащаются регулятором момента затяжки, принцип работы которых основан на дросселировании подводимого к пневмодвигателю сжатого воздуха, их конструкция позволяет дискретно изменять значение достигаемого момента в диапазоне от 800 нм до 1600 нм. Однако в большинстве случаев не обеспечивается тот момент затяжки, который указан на регуляторе гайковерта. Это связано с колебанием давления сжатого воздуха в сети, различной подавливаемостью собираемого крепежа и деталей стыка и др.

Таким образом, при затяжке резьбовых соединений ударными гайковертами известные методы контроля применяются весьма ограничено, а при сборке ответственных резьбовых соединений зачастую вообще приходится отказываться от ударной затяжки.

Проблема качественной сборки соединений может быть решена двумя направлениями. Одно направление – создание новых ударных гайковертов, второе – использование специальных насадок при работе серийно выпускаемыми гайковертами, реализующих универсальный метод контроля, разработанный в Донбасской государственной машиностроительной академии [90].

2.2 Новое направление в тарированной ударной затяжке

В основу метода контроля момента затяжки по максимальному угловому ускорению гайки положено то обстоятельство, что между моментом и угловым ускорением, получаемым гайкой после каждого (i -того) удара существует определенная зависимость. Такая зависимость имеет место для каждого конкретного гайковерта. В процессе ударной затяжки после каждого удара ключ и связанные с ним элементы гайковерта вращаются совместно вокруг оси болта. Их движение описывается дифференциальным уравнением:

$$I_c \ddot{\varphi}_i = M_i, \quad (2.1)$$

где $I_c = I_r + I_k + I_n + I_y$ – момент инерции системы относительно оси болта (для каждого конкретного гайковерта величина постоянная); I_r – момент инерции гайки; I_k – момент инерции гаечного ключа; I_n – момент инерции наковальни; I_y – момент инерции ударника; $\ddot{\varphi}_i$ – максимальное угловое ускорение системы после i -того удара; M_i – момент затяжки после i -того удара.

Очевидно, что в зависимость (2.1) не входят параметры, характеризующие геометрию и механические свойства резьбового соединения (диаметр, шаг резьбы, коэффициент жесткости и др.). Из уравнения (2.1) следует, что достаточно измерять величину $\ddot{\varphi}_i$, чтобы можно было судить о моменте затяжки после каждого удара.

На практике при сборке реальных резьбовых соединений важен конечный результат, а не промежуточные его значения, поэтому устанавливают величину максимального углового ускорения, соответствующего заданному конечному моменту затяжки. Затем начинают процесс затяжки. После каждого удара определяют, достигнута ли величина установленного углового ускорения, т. е. проверяют факт равенства или неравенства полученной и установленной заранее величины. Если полученная величина не достигла установленной, затяжку продолжают. При достижении требуемого углового ускорения подается сигнал на отключение гайковерта (или гайковерт отключается автоматически).

Реализовать этот метод можно чрезвычайно простыми средствами. На рис. 2.1 схематически изображен один из примеров воплощения предложенного метода.

В гаечном ключе 1 гайковерт на шарнире 2 устанавливается инерционный элемент 3, подпружиненный при помощи пружины 4 к упору 5 в сторону, противоположную вращению. При каждом ударе гаечному ключу 1 сообщается некоторая начальная угловая скорость. Такую же скорость имеет в начальный момент инерционный элемент 3. Вследствие действия на гаечный ключ 1 момента сопротивления (момента затяжки) его движение происходит с некоторым замедлением и чем больший до-

стигнут момент затяжки, тем с большим замедлением движется ключ. При этом на инерционный элемент действует только сопротивление со стороны пружины 4. При первых ударах отклонение инерционного элемента 3 от упора 5 небольшое, с ростом момента затяжки отклонение инерционного элемента 3 увеличивается. Когда момент затяжки достигнет требуемого, отклонение инерционного элемента 3 достигнет такой величины, что произойдет касание последнего с упором 6, на котором установлен электрический контакт 7. При этом замкнется простейшая электрическая цепь, состоящая из источника питания 8 и лампочки 9. Свечение лампочки – сигнал оператору на отключение гайковерта.

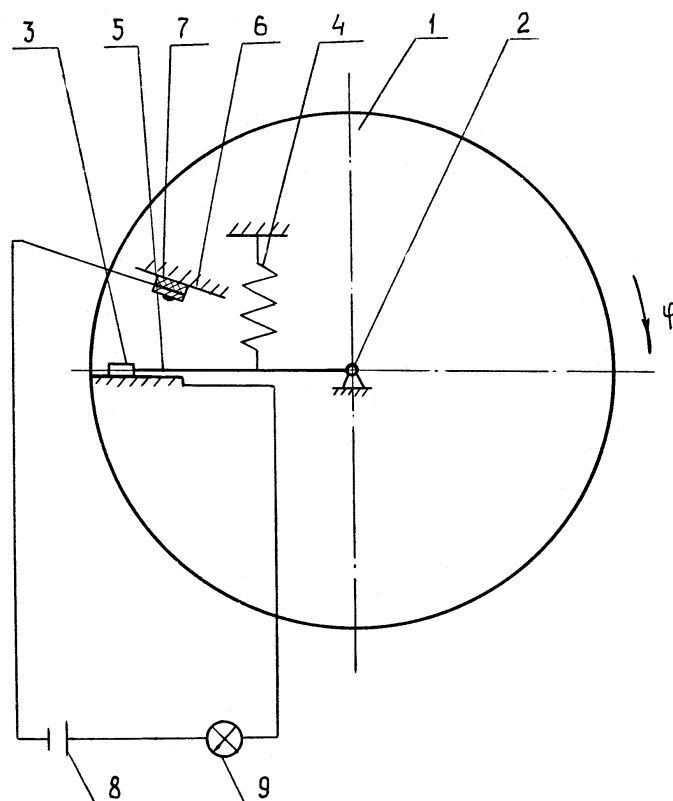


Рисунок 2.1 – Схема, реализующая метод затяжки с контролем по максимальному угловому ускорению гайки

Метод контроля момента затяжки резьбовых соединений, основанный на измерении максимального углового ускорения, сообщаемого гайке после удара, имеет ряд преимуществ по сравнению с существующими. Этот метод позволяет плавно регулировать момент затяжки, повысить КПД гайковерта и его производительность (по сравнению с методами ограничения момента с помощью торсиона и путем дросселирования сжатого воздуха), кроме того, на точность метода не влияют параметры резьбовых соединений, (диаметр резьбы, шаг резьбы, материал крепежных деталей, контактная податливость стыков и др.). Большое преимущество этого метода состоит также в том, что его можно использовать для затяжки резьбовых соединений, в которых имеется некоторое неизвестное начальное уси-

лие, например, при сборке групповых резьбовых соединений, или при дотяжке резьбовых соединений в процессе эксплуатации. К преимуществам данного метода следует отнести и то, что конструкции, его реализующие, чрезвычайно просты.

2.2.1 Средства для контроля момента затяжки резьбовых соединений

Задача создания средств для контроля момента затяжки может быть решена несколькими путями. В зависимости от возможностей изготовления, условий изготовления, условий эксплуатации и необходимой точности при работе средства для осуществления метода контроля момента затяжки по максимальному угловому ускорению гайки могут быть выполнены в виде специальных, как электрических, так и пневматических гайковертов с тарированным моментом затяжки [91, 92, 93, 94] и в виде насадок к гайковертам ударного действия [95, 96, 97, 98].

2.2.1.1 Электрический гайковерт ударно-импульсного действия с тарированным моментом затяжки

На рис. 2.2 изображен электрический гайковерт ударного действия с тарированным моментом затяжки [63, 99], который содержит ударник 1 и наковальню 2, оснащенную устройством для контроля момента затяжки, которое состоит из подпружиненного к упору 3 инерционного элемента 4, установленного на оси 5 и подпружиненного при помощи пружины 6 к упору 3. Гайковерт также снабжен реле тока Р, резисторами R_1 и R_2 и двумя потенциометрами Π_1 и Π_2 . Потенциометры Π_1 и Π_2 , резисторы R_1 и R_2 электрически соединены в мост сопротивления (рис 2.2).

При помощи потенциометра Π_2 и шкалы, расположенных на корпусе гайковерта, оператор устанавливает значение момента, необходимого для затяжки данного резьбового соединения. Затем гайковерт устанавливают на затягиваемое резьбовое соединение и включают электродвигатель. Ударник 1 разгоняется и входит в зацепление с наковальней 2. Происходит удар, в результате которого наковальня 2, получив некоторую начальную угловую скорость, движется с замедлением совместно с гайкой, осью 5 и кольцевым потенциометром Π_1 , а инерционный элемент 4, получив ту же начальную угловую скорость, движется со значительно меньшим, чем наковальня 2, угловым замедлением, и перемещается относительно потенциометра Π_1 , взаимодействуя с ним через электрический контакт 7. При этом изменяется сопротивление в электрической цепи. По мере затяжки резьбового соединения, перемещение инерционного элемента 4 относительно кольцевого потенциометра Π_1 будет увеличиваться до тех пор, пока значение сопротивления на кольцевом потенциометре Π_1

не достигнет величины, установленной на потенциометре Π_2 . Так как оба потенциометра Π_1 и Π_2 включены в мост сопротивления, то при равенстве значений сопротивления на обоих потенциометрах Π_1 и Π_2 ток в цепи становится равным нулю и электромагнитное реле P отключает гайковерт.

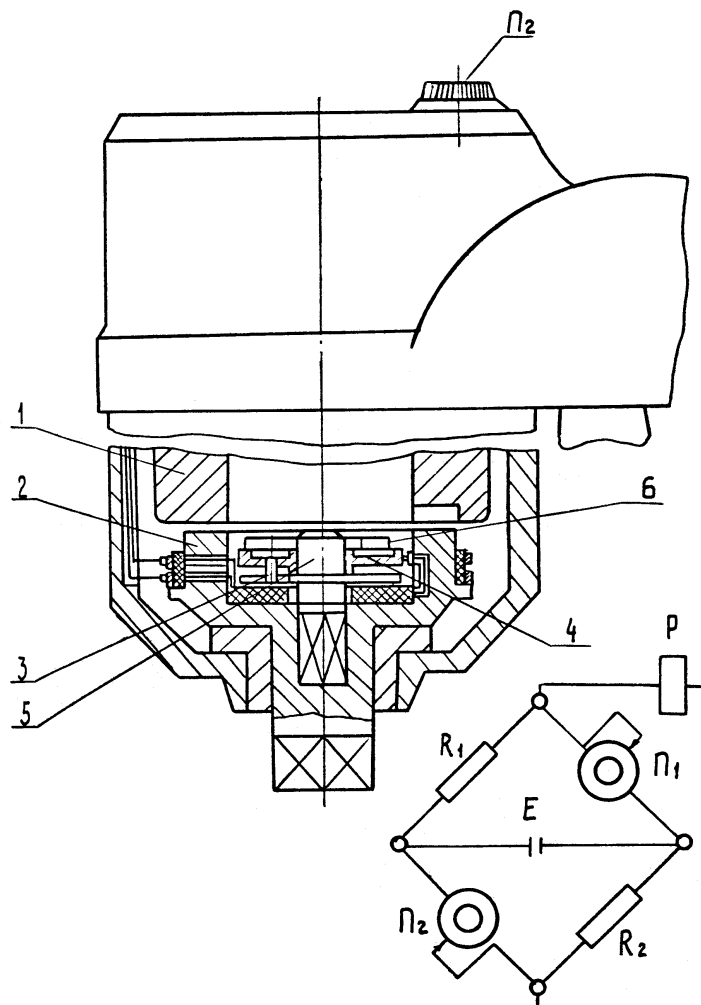


Рисунок 2.2 – Электрический гайковерт ударно-импульсного действия с тарированным моментом затяжки

2.2.1.2 Пневматический гайковерт ударно-импульсного действия с тарированным моментом затяжки

Пневматический гайковерт ударно-импульсного действия с тарированным моментом затяжки [93], реализующий метод контроля момента по максимальному ускорению гайки, приведен на рис. 2.3.

Состоит из корпуса 1, пневмопривода 2, ударника 3, наковальни 4 и устройства отключения пневмопривода. Устройство отключения пневмопривода включает штангу 5, связанную шариковинтовой передачей 6 с наковальней 4, и инерционный элемент 7, установленный на шлицах штанги 5. Верхний конец штанги 5 взаимодействует с пневматическим золотником, состоящим из подпружиненной пружиной 8 пусковой кнопки 9

с соединительным каналом 10.

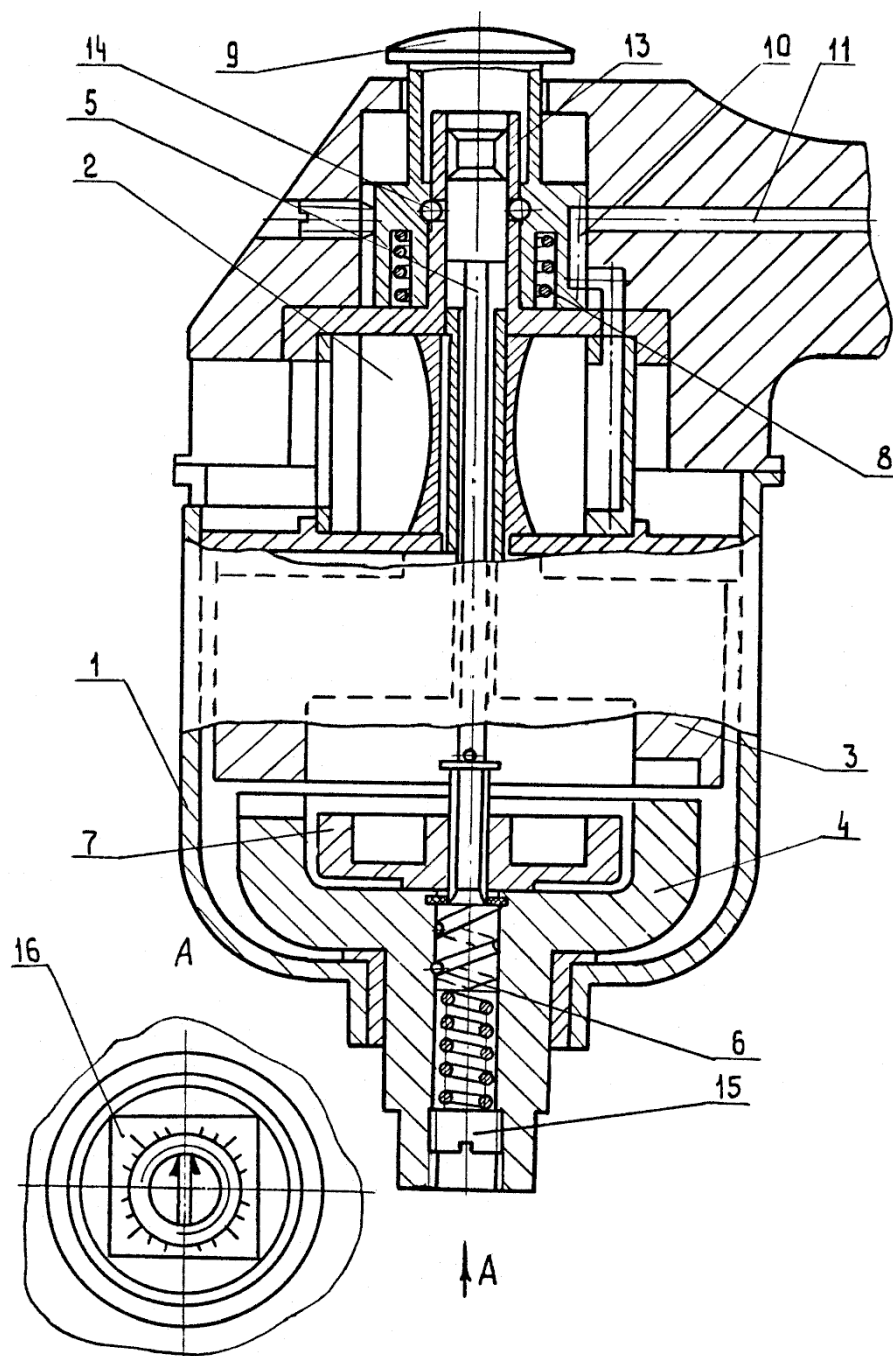


Рисунок 2.3 – Пневматический гайковерт ударно-импульсного действия с тарированным моментом затяжки

Установив гайковерт на затягиваемое резьбовое соединение, оператор нажатием на пусковую кнопку 9 включает гайковерт. При этом канал подвода сжатого воздуха при помощи соединительного канала 10 сообщается с пневмоприводом 2, который разгоняет до определенной скорости связанный с ним ударник 3. При достижении заданной угловой скорости ударник 3 входит в зацепление с наковальней 4. Происходит удар. Накováльня под действием ударного крутильного импульса поворачивается на некоторый угол. Вместе с наковальней 4 в сторону затяжки поворачивается и инерционный элемент 7 совместно со штангой 5, которая благодаря наличию ша-

риковинтовой передачи 6, перемещается вниз, сжимая пружину 12.

По мере затяжки резьбового соединения угол поворота инерционного элемента 7 относительно наковальни 4 будет возрастать. При этом осевое перемещение штанги 5 тоже будет увеличиваться. При достижении заданного момента затяжки относительный поворот инерционного элемента 7 достигает величины, обеспечивающей осевое перемещение штанги 5, при котором проточка 13, выполненная на верхнем конце штанги 5, переместится до уровня шариков 14. Под действием пружины 8 шарики 14 выжимаются в проточку 13 и пусковая кнопка 9 перемещается в верхнее положение, при котором перекрывается канал, подводящий сжатый воздух к пневмоприводу 2. Процесс затяжки прекращается.

Перенастройка гайковерта на другой момент затяжки осуществляется изменением предварительной деформации пружины 12 с помощью резьбовой пробки 15 и шкалы 16, проградуированной в единицах момента.

2.2.1.3 Насадки к гайковертам ударного действия, обеспечивающие тарированную затяжку

В случаях, когда момент затяжки регламентирован, для выполнения сборки резьбовых соединений можно использовать серийно выпускаемые нашей промышленностью ударные гайковерты типа ИЭ3112А, ИЭ3115Б, ИЭ3120А, ИП3111, ИП3112, ИП3113, ИП3106, ИП3205, ИП3207 и др. оснатив их специальными насадками [95, 96, 97, 98]. В зависимости от требуемой точности и типа производства они могут быть выполнены с механическими сигнализаторами или со световыми сигнальными элементами. На рис. 2.4 представлена насадка с механическими сигнальными элементами, обеспечивающая требуемый момент затяжки.

В корпусе 1 насадки размещен подпружиненный при помощи пружины 2 инерционный элемент 3, выполненный в виде зубчатого колеса, установленного на оси 4. В контакте с зубьями зубчатого колеса постоянно находятся пружины 5, установленные на сигнальных элементах 6. На зубчатом колесе 3 имеются кольцевые пазы 7, в которые входят упоры 8.

Затяжка резьбового соединения при помощи такой насадки осуществляется следующим образом. Насадку крепят к шпинделю ударного гайковерта и устанавливают на затягиваемую крепежную деталь. Включается гайковерт. После того как произойдет удар и ударно-вращательный импульс от наковальни гайковерта передастся корпусу 1, последний приобретает такую же начальную угловую скорость, какую имеет и наковальня. В процессе движения после удара корпус 1 и инерционный элемент 3 будут иметь различные угловые замедления. С каждым последующим ударом растет момент затяжки, следовательно, возрастает и замедление корпуса 1, а угол поворота инерционного элемента 3 относительно корпуса 1 увеличивается.

При достижении заданного момента затяжки угол относительного

поворота инерционного элемента 3 и корпуса 1 достигнет величины, большей угла α (рис. 2.4), после чего дальнейшему движению инерционного элемента 3 будет способствовать пружина 2. Полный угол поворота элемента 3 на оси 4 определяется длиной кольцевых пазов 7. Вследствие того, что зубья инерционных элементов 3 взаимодействуют с витками пружин 5, установленных на сигнальных элементах 6, то с поворотом инерционного элемента на угол β , сигнальные элементы переместятся в тангенциальных отверстиях корпуса 1 и выйдут за его пределы. Такое положение сигнальных элементов 6 свидетельствует о том, что требуемый момент затяжки достигнут.

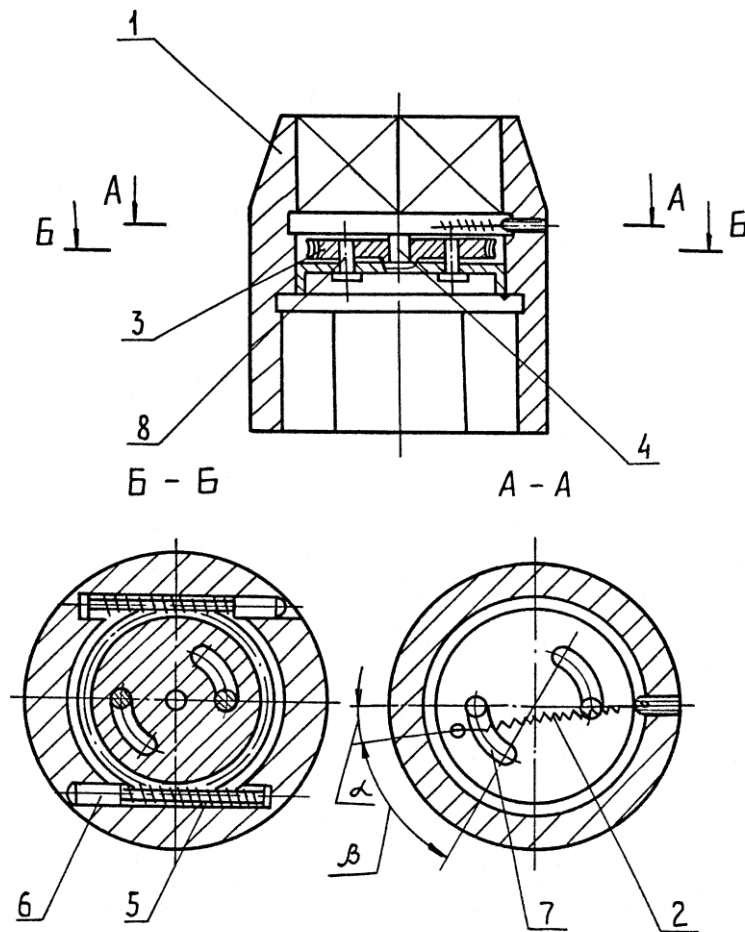


Рисунок 2.4 – Насадка к гайковерту ударного действия, обеспечивающая тарированную затяжку

Перед затяжкой следующего резьбового соединения необходимо перевести сигнальные элементы 6 в исходное положение. Для этого нужно нажать на выступающие концы сигнальных элементов 6. Перемещаясь, сигнальные элементы 6 посредством пружины 5 поворачивают зубчатое колесо в исходное положение. После включения гайковерта цикл повторяется.

Перенастройка насадки на другое значение момента осуществляется изменением предварительной деформации пружины 2.

В условиях конвейерной сборки целесообразно применять насадки

со световыми сигнальными элементами [95, 96].

На рис. 2.5 представлен общий вид насадки со световыми сигнальными элементами. Она состоит из корпуса 1 с V-образным пазом 2, одна из сторон которого расположена в диаметральной плоскости, другая наклонена к ней под углом. В V-образном пазе размещен упругий элемент в виде плоской пружины 3, на свободном конце которой закреплен инерционный элемент 4. Упругий элемент изолирован от корпуса 1 слоем диэлектрика.

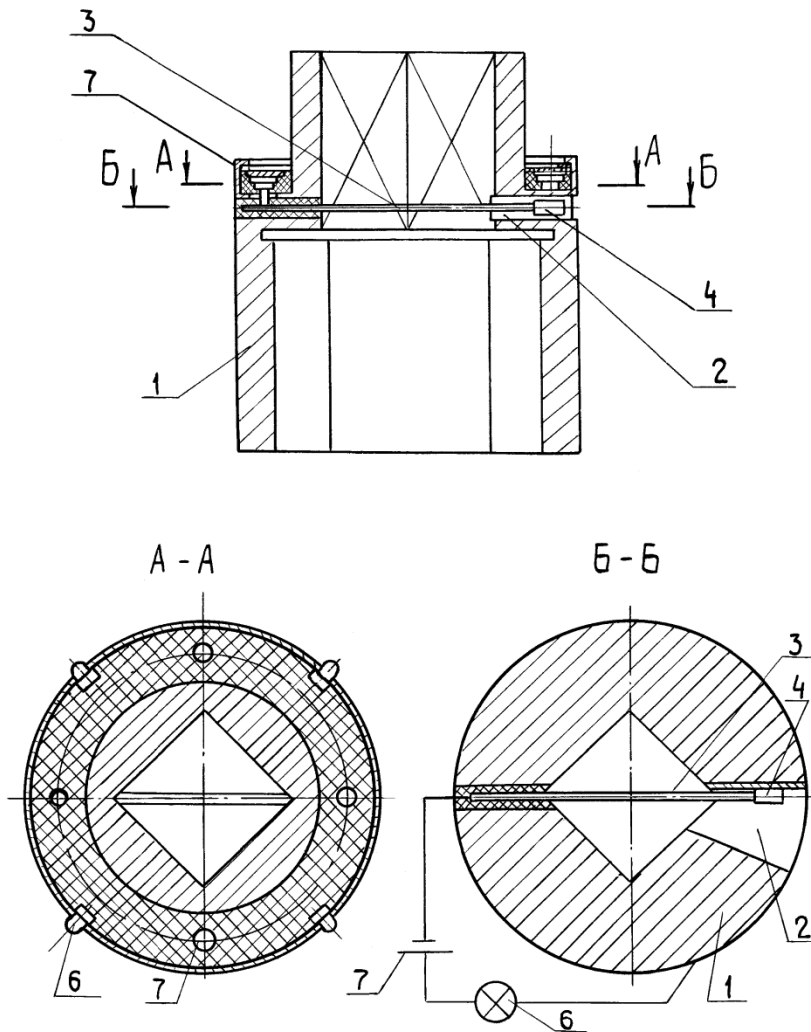


Рисунок 2.5 – Насадка со световыми сигнальными элементами

В кольцевой канавке 5 равномерно по окружности размещены световые сигнальные элементы 6 и источники питания 7, одним контактом присоединенные к световым сигнальным элементам и далее к корпусу 1, а другим – к плоской пружине 3. Инерционный элемент 4 и наклонная сторона V-образного паза образуют размыкатель цепи питания световых сигнальных элементов 6. Тарированную затяжку резьбовых соединений с использованием насадки со световыми сигнальными элементами осуществляют следующим образом. Насадку крепят к шпинделю гайковерта и устанавливают на затягиваемую крепежную деталь. Включают гайковерт.

При выходе гайковерта в ударный режим работы каждый из ударных импульсов через насадку передается на затягиваемое резьбовое соединение. Под действием ударного импульса корпус насадки 1, плоская пружина 3 и инерционный элемент 4 приобретают некоторую начальную угловую скорость.

Вследствие того, что на корпус насадки 1 со стороны затягиваемого резьбового соединения действует постоянно растущий момент сопротивления, а на инерционный элемент 4 момент от усилия деформации плоской пружины 3, то дальнейшее их движение происходит с различными угловыми ускорениями, и чем больший момент сопротивления, тем больший угол отклонения инерционного элемента 4 относительно торцевой стенки V-образного паза.

При очередном ударе, когда достигается требуемый момент затяжки резьбового соединения, что соответствует максимальному углу отклонения инерционного элемента 4, последний касается противоположной стенки V-образного паза и замыкает электрическую цепь, состоящую из автономного источника питания 7 и световых сигнальных элементов 6. Свечение сигнальных элементов 6 является сигналом оператору на отключение гайковерта.

С целью улучшения условий наблюдения за световыми сигналами в качестве электрической схемы, вместо рассмотренной выше может успешно применяться схема, представленная на рис. 2.6.

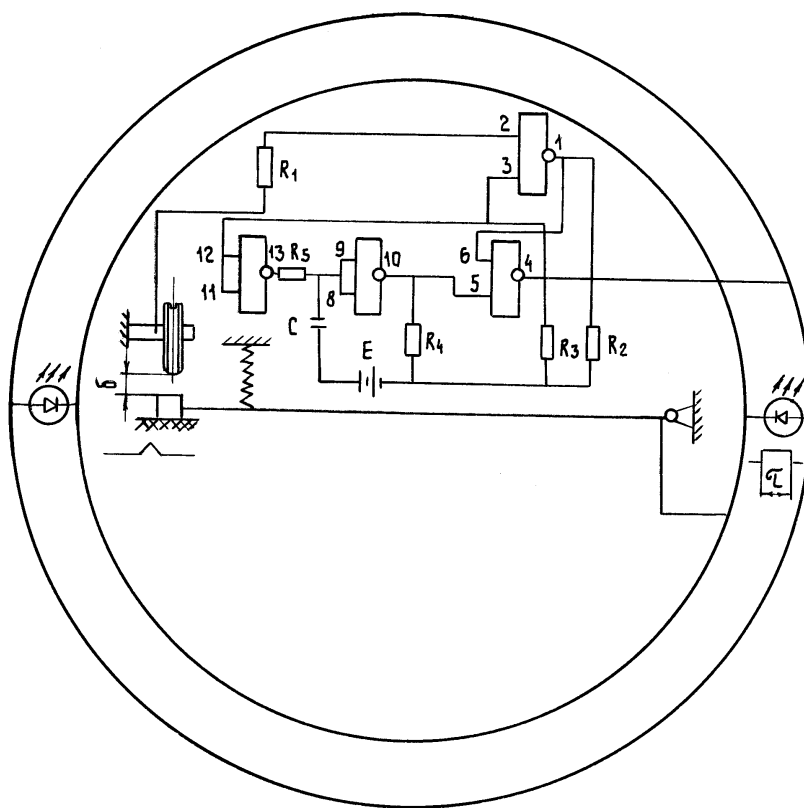


Рисунок 2.6 – Принципиальная электрическая схема устройства для контроля момента затяжки, включающая транзисторную

Она состоит из автономного источника питания, транзисторно-транзисторной логической микросхемы, конденсаторов, резисторов R_1 , R_2 , R_3 , R_4 и световых сигнальных элементов.

Применение транзисторно-транзисторной логической микросхемы позволяет при кратковременном замыкании электрической цепи инерционным элементом увеличить время свечения сигнальных элементов до нескольких секунд. Оптимальным временем свечения световых сигнальных элементов является $\tau = 0,8 - 1,6$ секунды параметрами R и C , график зависимости $\tau = f(R, C)$ (рис. 2.7).

На рис. 2.8 представлен электрический гайковерт ИЭ3115БУ2, а на рис. 2.9 – пневматический гайковерт ИП3106, оснащенные насадками для контроля момента затяжки при рассмотренной схеме.

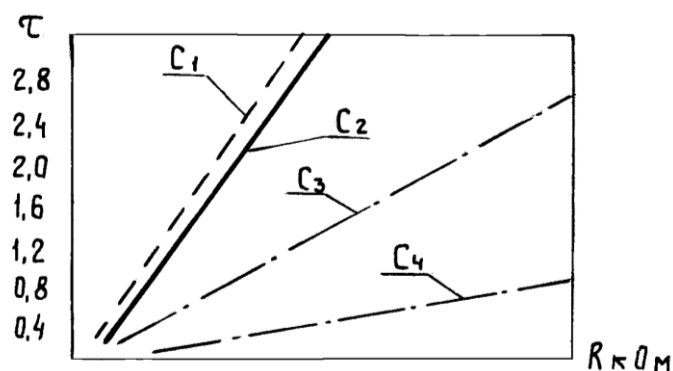


Рисунок 2.7 – График зависимости $\tau = f(R, C)$

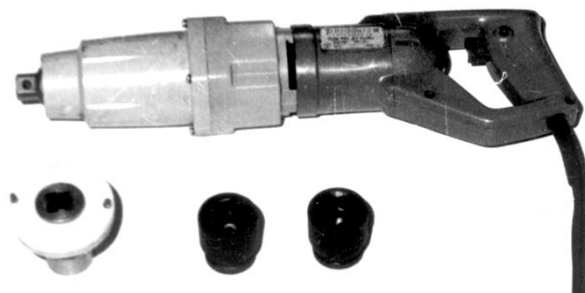
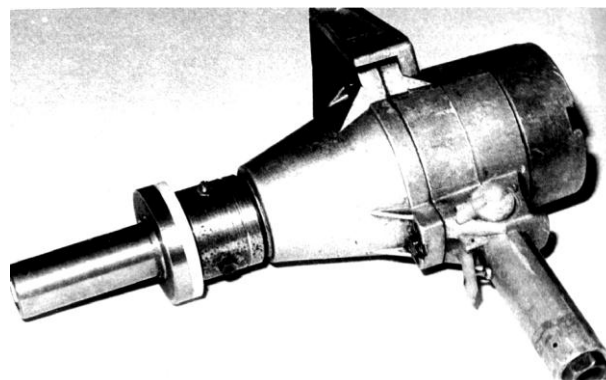


Рисунок 2.8 – Электрический гайковерт модели ИЭ3115БУ2, оснащенный насадкой для контроля момента затяжки



*Рисунок 2.9 – Пневматический гайковерт модели ИПЗ206
с насадкой для контроля момента затяжки*

3 ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВ, КОНТРОЛИРУЮЩИХ МОМЕНТ ЗАТЯЖКИ

Конструкции гайковертов обеспечивающих тарированную затяжку [91, 92, 93, 94] и насадок к ударным гайковертам [95, 96, 97, 98], реализующих метод контроля момента по максимальному угловому ускорению гайки, основаны на том, что измеряется не абсолютное угловое ускорение гайки, а максимальное угловое ускорение гайки по отношению к некоторому инерционному элементу, в связи с этим резко упрощаются их конструкции. Для подтверждения целесообразности такого упрощения проведен анализ динамики движения элементов гайковерта и устройства для контроля момента затяжки.

3.1 Движение инерционного элемента устройства для контроля момента затяжки

Считаем, что устройство для контроля момента затяжки расположено на гаечной насадке. Расчетная схема устройства представлена на рис. 3.1. Оно представляет собой инерционный элемент 1, имеющий возможность вращаться вокруг оси 2 и подпружиненный при помощи пружины 3 в направлении противоположном направлению вращения шпинделя гайковерта. В исходном положении усилием пружины 3 инерционный элемент 1 поджат к выступам 4.

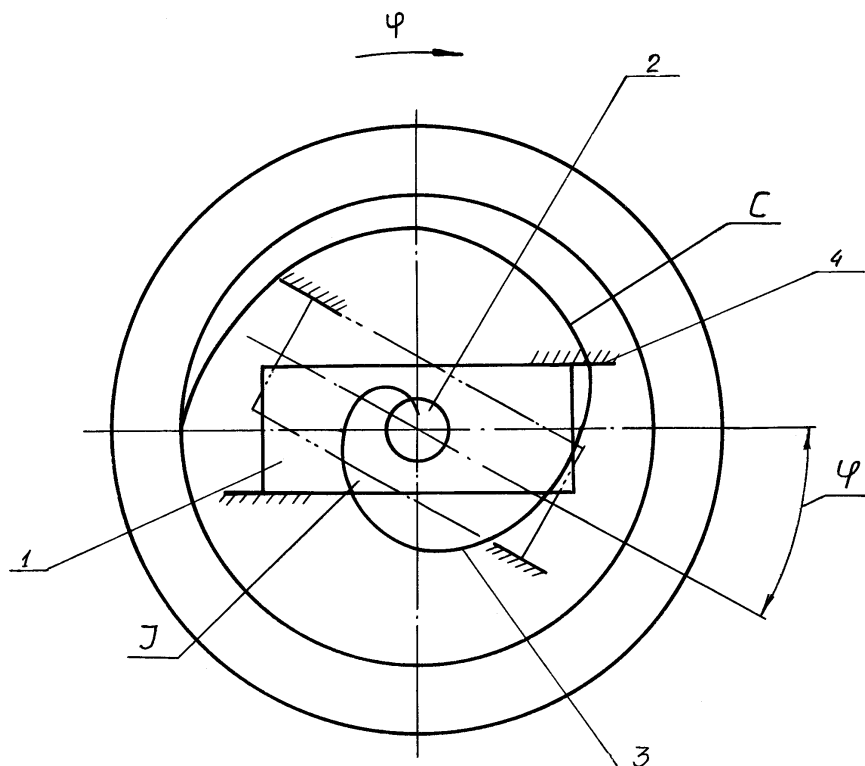


Рисунок 3.1 – Расчетная схема

После удара гаечная насадка вместе с гайкой приобретает некоторую начальную угловую скорость, и движутся в сторону затяжки под действием момента, возникающего в резьбовом соединении (момента сопротивления), который равен моменту затяжки. Вследствие того, что инерционный элемент расположен в корпусе гаечной насадки и взаимодействует с упорами, после удара он приобретает начальную скорость. Количественно оценить скорость инерционного элемента можно, воспользовавшись соотношением [100]:

$$V_{uэ} = \frac{V_n}{M} \left\{ m_1 - \frac{\mu_2}{\mu_2 - \mu_1} [m_1 + (m_1 + m_2)\mu_1] \cos \omega_1 + \right. \\ \left. + \frac{\mu_1}{\mu_1 - \mu_2} [m_1 + (m_1 + m_2)\mu_2] \cos \omega_2 t \right\};$$

где $V_{uэ}$ – скорость инерционного элемента после удара;

V_n – скорость наковальни до удара по гаечной насадке;

M – масса системы;

m_1, m_2, m_3 – соответственно масса наковальни, гаечной насадки, инерционного элемента;

$\mu_1; \mu_2$ – отношение амплитуд главных колебаний:

$$\mu_1 = \frac{1 - A\omega_1^2}{B\omega_1^2}; \quad \mu_2 = \frac{B\omega_2^2}{1 - \Gamma\omega_2^2},$$

где $\omega_1; \omega_2$ – частоты главных колебаний;

A, B, Γ – постоянные коэффициенты:

$$A = \frac{m_1(m_2 + m_3)}{c'_1 M}; \quad B = \frac{m_1 m_3}{c'_1 M}; \\ B = \frac{m_1 m_3}{c'_2 M}; \quad \Gamma = \frac{m_3(m_1 + m_2)}{c'_2 M},$$

где $c'_1; c'_2$ – жесткость соударяемых торцов.

Дальнейшее движение инерционного элемента рассматриваем как происходящее под действием силы упругости пружины 3 (силами трения в оси пренебрегаем). Предполагаем, что момент, приложенный к гайке, изменяется пропорционально углу ее поворота, а также, что на движение гайки движение инерционного элемента не оказывает влияния.

В этом случае получим два независимых дифференциальных уравнения движения гайки.

3.1.1 Дифференциальное уравнение движения гайки

Дифференциальное уравнение движения гайки и связанных с ней элементов:

$$\begin{aligned} I\ddot{\varphi} &= -M - f\varphi; \\ k^2 &= f/I; B = M/I; \\ \ddot{\varphi} + K^2\varphi &= -B; \end{aligned} \quad (3.1)$$

где I – момент инерции гайки и связанных с ней элементов;
 f – коэффициент пропорциональности зависимости момента от угла поворота гайки;
 φ – угол поворота гайки:

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2,$$

где φ_1 – общее решение однородного уравнения;
 φ_2 – частное решение уравнения (3.1):

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= C_1 \sin Kt + C_2 \cos Kt; \\ \varphi_2 &= A; A = -\frac{B}{K^2}, \end{aligned}$$

следовательно

$$\varphi = C_1 \sin Kt + C_2 \cos Kt - \frac{B}{K^2}; \quad (3.2)$$

При начальных условиях $t = 0; \varphi_0 = 0; \dot{\varphi}_0 = \omega_0$

$$\varphi = \frac{\omega_0}{K} \sin Kt + \frac{B}{K^2} \cos Kt - \frac{B}{K^2}. \quad (3.2)$$

3.1.2 Дифференциальное уравнение движения инерционного элемента

Кинетическая энергия инерционного элемента равна:

$$T = \frac{1}{2} I_3 \omega_a^2 = \frac{1}{2} I_3 (\omega + \omega_r)^2 = \frac{1}{2} I_3 \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} I_3 \dot{\varphi}_r^2 + I_3 \dot{\varphi} \dot{\varphi}_r, \quad (3.4)$$

где I_3 – момент инерции инерционного элемента;
 ω_a – абсолютная угловая скорость инерционного элемента;
 ω – переносная угловая скорость инерционного элемента;
 ω_r – относительная угловая скорость инерционного элемента.

Элементарная работа сил, приложенная к инерционному элементу, равна:

$$dA = -c(\varphi_r + \lambda)d\varphi_r \quad (3.5)$$

где φ_r – угол поворота инерционного элемента относительно гайки;

c – коэффициент жесткости пружины;

λ – предварительная деформация пружины.

Из (3.5) видно, что обобщенная сила равна:

$$Q = -c(\varphi_r + \lambda). \quad (3.6)$$

Подставляя значение (3.4) и (3.6) в уравнение Лагранжа, получим:

$$I_3 \ddot{\varphi}_r + I_3 \ddot{\varphi} = -c(\varphi_r + \lambda). \quad (3.7)$$

Введя обозначения: $c/I_3 = K^2$; $c\lambda/I_3 = D$, получим:

$$\ddot{\varphi}_r + K_1^2 \varphi_r = -\ddot{\varphi} - D. \quad (3.8)$$

Из уравнения (3.3) находим:

$$\ddot{\varphi} = -K\omega_0 \sin Kt - B \cos Kt. \quad (3.9)$$

Обозначим $K\omega_0 = E \cos \alpha$; $B = E \sin \alpha$.

Тогда (3.8) примет вид:

$$\ddot{\varphi}_r + K_1^2 \varphi_r = -E \sin(Kt + \alpha) - D. \quad (3.10)$$

Частное решение уравнения (3.10) имеет вид:

$$\varphi_{rл} = -\frac{E}{K_1^2 - K^2} \sin(Kt + \alpha) - \frac{D}{K_1^2}. \quad (3.11)$$

Общее решение уравнения (3.10):

$$\varphi_r = C_3 \sin K_1 t + C_4 \cos K_1 t - \frac{E}{K_1^2 - K^2} \sin(Kt + \alpha) - \frac{D}{K_1^2}. \quad (3.12)$$

С учетом начальных условий: $t = 0$; $\varphi_{r0} = 0$; $\dot{\varphi}_{r0} = 0$ получим:

$$\begin{aligned} \varphi_r = & \frac{KE}{K_1(K_1^2 - K^2)} \cos \alpha \sin K_1 t + \frac{E}{K_1^2 - K^2} \sin \alpha \cos K_1 t + \\ & + \frac{D}{K_1^2} \cos K_1 t - \frac{E}{K_1^2 - K^2} \sin(Kt + \alpha) - \frac{D}{K_1^2}. \end{aligned} \quad (3.13)$$

После преобразований (3.13) примет вид:

$$\varphi_r = \frac{E}{K_1^2 - K^2} \left(\sin \alpha \cos K_1 t + \frac{K}{K_1} \cos \alpha \sin K_1 t \right) - \frac{D}{K_1^2} (1 - \cos K_1 t) - \frac{E}{K_1^2 - K^2} \sin(K_1 t + \alpha). \quad (3.14)$$

3.1.3 Зависимость момента затяжки от углового отклонения инерционного элемента

Момент затяжки M_3 определяется как

$$M_3 = I \ddot{\varphi}_{\max}, \quad (3.15)$$

где $\ddot{\varphi}_{\max}$ – максимальное угловое ускорение гайки.

Максимальное угловое ускорение гайка будет иметь в тот момент, когда ее скорость станет равной нулю. Из (3.3) найдем

$$\dot{\varphi} = \omega_0 \cos Kt - \frac{B}{K} \sin Kt. \quad (3.16)$$

Полагая $\dot{\varphi} = 0$, получим:

$$\operatorname{tg} Kt_1 = \frac{\omega_0 K}{B}, \quad (3.17)$$

откуда:

$$t_1 = \frac{1}{K} \operatorname{arctg} \frac{\omega_0 K}{B}. \quad (3.18)$$

Подставляя в (3.9) вместо t значение t_1 , получим:

$$\ddot{\varphi}_{\max} = -K\omega_0 \sin Kt_1 - B \cos Kt_1, \quad (3.19)$$

где t_1 – момент времени, в который угловая скорость гайки равна нулю, а угловое ускорение – максимальное.

Тогда момент затяжки (момент в конце поворота гайки, после удара) равен:

$$M_3 = -I(K\omega_0 \sin Kt_1 + B \cos Kt_1) \quad (3.20)$$

При определении максимального отклонения инерционного элемента, соответствующего полученному значению M_3 , возможны два случая.

В первом случае время движения инерционного элемента t_2 до состояния относительного покоя меньше или равно времени движения гайки после удара t_1 .

Если выполняется условие $t_2 \leq t_1$, то, подставляя в (3.14) значение t_2 , получим:

$$\begin{aligned} \varphi_{r \max} = & \frac{E}{K_1^2 - K^2} (\sin \alpha \cos K_1 t_2 + \frac{K}{K_1} \cos \alpha \sin K_1 t_2) - \\ & - \frac{D}{K_1^2} (1 - \cos K_1 t_2) - \frac{E}{K_1^2 - K^2} \sin(K t_2 + \alpha) \end{aligned} \quad (3.21)$$

Второй случай имеет место, когда $t_2 > t_1$. В устройствах для контроля момента затяжки реализован именно этот случай, поскольку в первом случае отклонение инерционного элемента будет очень малым и трудно регистрируемым. Во втором случае отклонение инерционного элемента $\varphi_{u \max}$ будет складываться из двух величин. Первая из этих величин равна тому значению φ_r , которое соответствует моменту времени t_1 , то есть моменту остановки гайки. Это значение определяется из выражения (3.14), подставив в него вместо t значение t_1 .

Для определения второй величины необходимо получить уравнение движения инерционного элемента после остановки гайки.

Дифференциальное уравнение движения инерционного элемента на этом участке будет иметь вид:

$$I_3 \ddot{\varphi}_1 = -c(\varphi_1 + \lambda + \varphi_{r1}) \quad (3.22)$$

или

$$\ddot{\varphi}_1 + K_1^2 \varphi_1 = -\frac{c(\lambda + \varphi_{r1})}{I_3}. \quad (3.23)$$

За начало отсчета φ_1 принимаем то положение инерционного элемента, которое соответствует остановке гайки. В момент остановки гайки деформация пружины равна $\lambda = \varphi_{r1}$.

Обозначив $\frac{c(\lambda + \varphi_{r1})}{J_3} = D$; $\frac{c}{I_3} = K_1^2$ и воспользовавшись начальным условием: $t = 0$; $\varphi_1 = 0$; $\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_{10}$, получим решение в виде:

$$\varphi_1 = \frac{\dot{\varphi}_{10}}{K_1} \sin K_1 t + \frac{D_i}{K_1^2} \cos K_1 t - \frac{D_1}{K_1^2}. \quad (3.24)$$

Введем обозначения:

$$\frac{\dot{\varphi}_{10}}{K_1} = \alpha \cos \beta; \quad \frac{D_1}{K_1^2} = \alpha \sin \beta. \quad (3.25)$$

Тогда (3.24) примет вид:

$$\varphi_1 = \alpha \sin(Kt + \beta) - \frac{D}{K_1^2}. \quad (3.26)$$

Из (3.25) находим

$$\alpha = \sqrt{\left(\frac{\dot{\varphi}_{10}}{K_1}\right)^2 + \left(\frac{D_1}{K_1^2}\right)^2}; \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{D_1}{\dot{\varphi}_{10} K_1}.$$

Дифференцируя (3.26) по времени, получим:

$$\dot{\varphi}_1 = \alpha K_1 \cos(K_1 t + \beta). \quad (3.27)$$

Для определения максимального отклонения инерционного элемента после остановки гайки найдем момент времени t_2 , соответствующий этому отклонению.

Подставляя в (3.27) $\dot{\varphi}_1 = 0$, получим:

$$\cos(K_1 t_3 + \beta) = 0;$$

откуда

$$K_1 t_3 + \beta = n\pi/2;$$

где $n = 1, 3, 5 \dots$

Приняв $n = 1$, получим

$$t_3 = \frac{1}{K_1} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right) = \frac{\pi - 2\beta}{2K_1}. \quad (3.28)$$

Подставив это значение в (3.27), получим:

$$\varphi_{1\max} = \frac{\dot{\varphi}_{10}}{K_1} \sin K_1 t_3 - \frac{D_1}{K_1^2} (1 - \cos K_1 t_3). \quad (3.29)$$

Итак,

$$\varphi_{u\max} = \varphi_{r1} + \varphi_{1\max}. \quad (3.30)$$

Очевидно, что промежуток времени t_3^* , в течение которого $\dot{\varphi}_1$ станет равным нулю, будет в два раза больше, чем

$$t_3^* = 2t_3. \quad (3.31)$$

Этот результат получаем из (3.25), полагая $\varphi_1 = 0$, так как это выполняется при $t_0 = 0$, то

$$\alpha \sin \beta = \frac{D_1}{K_1^2}, \quad (3.32)$$

но
$$\sin(K_1 t_0 + \beta) = \sin(\pi - K_1 t_3^* - \beta), \quad (3.33)$$

откуда
$$t_3 = \frac{\pi - 2\beta}{K_1}. \quad (3.34)$$

Сравнивая (3.28) и (3.34), видим, что

$$t_3^* = 2t_3. \quad (3.35)$$

Расчетное суммарное время в случае, когда после остановки гайки инерционный элемент продолжает двигаться в направлении вращения гайки, будет равно:

$$t_c = t_1 + t_u, \quad (3.36)$$

где t_u – время, за которое инерционный элемент от положения $\varphi_1 = 0$ соответствующего моменту $t = 0$, дойдет до упора.

Промежуток времени t_u найдем из (3-25) при $\varphi_1 = -\varphi_r$:

$$\frac{D_1}{K_1^2} - \varphi_{r1} = \alpha \sin(K_1 t_u + \beta). \quad (3.37)$$

Учитывая, что $\frac{D}{K_1^2} = \lambda + \varphi_{r1}$ или $\lambda = \frac{D_1}{K_1^2} - \varphi_{r1}$,

$$\lambda = \frac{D_1}{K_1^2} - \varphi_{r1}, \quad (3.38)$$

а
$$\alpha \sin(K_1 t_u + \beta) = \lambda, \quad (3.39)$$

тогда
$$K_1 t_u + \beta = \arcsin \frac{\lambda}{\alpha}, \quad (3.40)$$

отсюда
$$t_u = \frac{1}{K} \left(\arcsin \frac{\lambda}{\alpha} - \beta \right). \quad (3.41)$$

3.2 Упрощенное рассмотрение динамики движения инерционного элемента

В процессе разработки различных конструкций устройств для контроля момента затяжки весьма важным является решение вопроса об установлении связи между указанным ускорением и некоторыми другими величинами, которые сравнительно легко измерять или фиксировать их предварительно установленную величину. Такая связь рассмотрена в п. 3.1.1, 3.1.2, 3.1.3. Однако для инженерных расчетов, при проектировании контролирующих устройств, приведенные в этих разделах зависимости не совсем удобны. Поэтому сделаем некоторые упрощающие предположения. Во-первых, будем пренебрегать действием пружины на движение корпуса контролирующего устройства, так как момент пружины на несколько порядков меньше момента затяжки. Во-вторых, будем считать момент затяжки после удара величиной постоянной. Как видно из рис. 3.2, на котором представлен типичный график зависимости момента затяжки M_3 от угла поворота гайки φ , гайка за каждый удар поворачивается на некоторый угол, который уменьшается по мере увеличения момента. Когда момент увеличивается до требуемой величины M_3 , его изменение после соответствующего удара ΔM_{3i} будет весьма малым по сравнению с M_3 . Этим можно обосновать принятое упрощение. Благодаря принятым упрощениям мы можем получить вместо системы двух дифференциальных уравнений два независимых уравнения: уравнение движения гайки и уравнение движения инерционного элемента. Используя общее уравнение динамики или уравнение Лагранжа 2-го рода, получим:

$$I\ddot{\varphi} = M; \quad (3.42)$$

$$I_3\ddot{\varphi}_r = -(\varphi_r + \lambda) + I_3\ddot{\varphi}. \quad (3.43)$$

Подставляя значения из (3.42) в (3.43), получим:

$$\ddot{\varphi}_r + K^2\varphi_r = B - D; \quad (3.44)$$

$$K^2 = \frac{C}{I_3}; \quad (3.45)$$

$$B = \frac{M}{I}; \quad (3.46)$$

$$D = \frac{c\lambda}{I_3}. \quad (3.47)$$

Решение уравнения (3.44) можно получить в следующем виде:

$$\varphi_r = c_1 \sin Kt + c_2 \cos Kt + B - D. \quad (3.48)$$

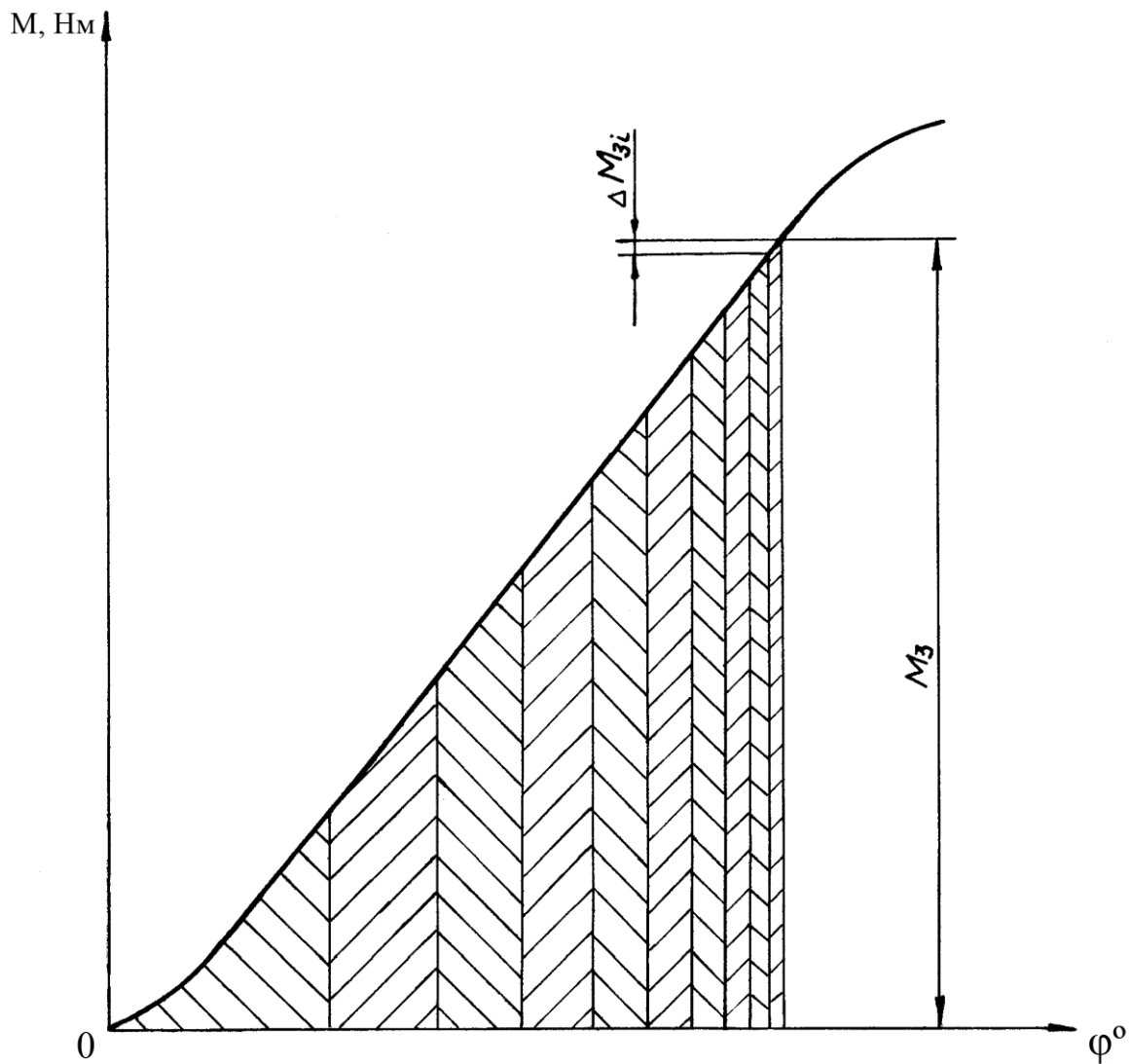


Рисунок 3.2 – График зависимости момента затяжки от угла поворота гайки

Дифференцируя по t , получим:

$$\dot{\varphi}_r = c_2 K \sin Kt - Kc_1 \cos Kt. \quad (3.49)$$

Подставляя в (3.48) и (3.49) начальные условия

$$t = 0; \quad \varphi_r = 0; \quad \dot{\varphi}_r = 0,$$

получим

$$c_1 = 0; \quad c_2 = \frac{B - D}{K^2}.$$

С учетом этого уравнение (3.48) приобретает вид:

$$\varphi_r = \frac{B - D}{K^2} (1 - \cos Kt) \quad (3.50)$$

или, учитывая (3.45), (3.46) и (3.47),

$$\varphi_r = \left(\frac{M}{c\eta} - \lambda \right) (1 - \cos Kt); \quad (3.51)$$

$$\dot{\varphi}_r = \left(\frac{M}{c\eta} - \lambda \right) K \sin Kt, \quad (3.52)$$

где $\eta = \frac{I}{I_3}$.

Полученное уравнение дает зависимость φ_r от M .

Возможны два подхода к построению контролирующих устройств. Первый подход состоит в том, что в устройстве предусмотрено срабатывание индикатора при некотором постоянном значении φ_r [95, 96, 97]. При этом, для достижения различных требуемых значений M должна быть предусмотрена возможность регулировки предварительной деформации λ .

Второй подход состоит в том, что λ остается постоянной, а обеспечивается индикация различных значений φ_r [91, 94].

Проще реализуется первый подход.

Следует иметь в виду, что уравнение (3.51) справедливо до тех пор, пока движется гайка. Как только гайка остановилась, движение инерционного элемента становится абсолютным и его уравнение другим.

Если гайка остановилась, а инерционный элемент продолжает двигаться (при рациональных значениях параметра устройства этот случай имеет место всегда), максимальное отношение инерционного элемента будет складываться из двух величин. Первая из величин равна тому значению φ_r , которое соответствует моменту времени t_1 , то есть моменту остановки гайки. Это значение φ_r , находим из выражения (3.51), подставив в него вместо t значение t_1 .

Составим дифференциальное уравнение движения элемента на этом участке. За начало отсчета φ_1 примем то положение инерционного элемента, которое соответствует моменту остановки гайки. В этот момент деформация пружину равна $\lambda + \varphi_{r1}$.

$$I_3 \ddot{\varphi}_1 = -c(\varphi_1 + \lambda + \varphi_{r1}).$$

Обозначая $\frac{c}{I_3}$; $\frac{c(\lambda + \varphi_{r1})}{I_3} = D_1$,
получим $\ddot{\varphi}_1 + K_1^2 \varphi_1 = D_1$. (3.53)

Решая это уравнение и принимая во внимание начальные условия

$$t = 0; \quad \varphi_{10} = 0; \quad \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_{10},$$

получим $\varphi_1 = \frac{\dot{\varphi}_{10}}{K} \sin Kt + \frac{D_1}{K^2} \cos Kt - \frac{D_1}{K^2}$. (3.54)

Это уравнение можно представить так:

$$\varphi_1 = \alpha \sin(Kt - \beta) - \frac{D_1}{K^2}, \quad (3.55)$$

где $\operatorname{tg} \beta = \frac{D_1}{\dot{\varphi}_{10} K}$; (3.56)

$$\alpha = \sqrt{\left(\frac{\dot{\varphi}_1}{K}\right)^2 + \left(\frac{D_1}{K^2}\right)^2}. \quad (3.57)$$

Дифференцируя (3.55) по времени, получим:

$$\dot{\varphi}_1 = \alpha K \cos(Kt + \beta). \quad (3.58)$$

Найдем $\varphi_{1\max}$ – максимальное отклонение инерционного элемента после остановки гайки.

Полагая в (3.58) $\dot{\varphi}_1 = 0$, получим:

$$Kt_2 + \beta = \frac{n\pi}{2},$$

где $n = 1, 3, 5 \dots$

В данном случае $n = 1$, следовательно

$$t_2 = \frac{1}{K} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right). \quad (3.59)$$

Таким образом,

$$\varphi_{1\max} = \frac{\dot{\varphi}_{10}}{K} \sin Kt_2 - \frac{D_1}{K^2} (1 - \cos Kt_2). \quad (3.60)$$

В результате,

$$\varphi_{\max}^u = \varphi_{r1} + \varphi_{1\max}$$

3.3 Анализ решения уравнений движения элементов контролирующего устройства

С целью определения рациональных параметров универсальных контролирующих устройств были проведены вычисления на ЭВМ с перебором параметров, входящих в выражения (3.14) и (3.29). Блок схема алгоритма расчета приведена на рис. 3.3.

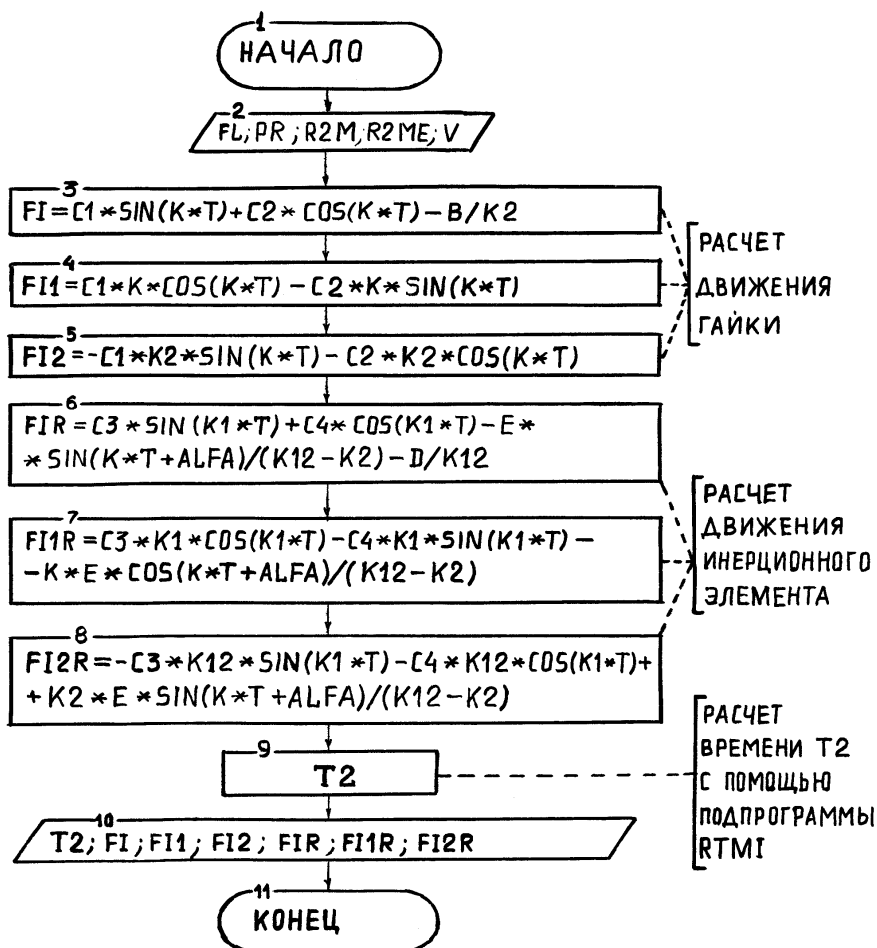


Рисунок 3.3 – Блок схема

Исходя из того, что марки гайковертов известны, были выбраны пределы измерения моментов затяжки. Учитывая, что выбранные марки гайковертов имеют вполне определенные характеристики (момент инерции подвижных частей определены экспериментально), были выбраны пределы изменения момента инерции инерционного элемента и жесткости пружины С. Величина С выбиралась такой, чтобы пружина могла вернуть инерционный элемент в исходное положение между *i*-тым и *i* + 1 ударами. Таким образом, вначале были получены значения максимального угла отклонения инерционного элемента при различных моментах затяжки одного и того же резьбового соединения, при одном и том же значении жесткости пружины. После чего, жесткость пружины изменялось, и определялся угол отклонения инерционного элемента для всего диапазона моментов затяжки, который может обеспечить данный гайковерт.

Так, например, при затяжке электрическим гайковертом модели ИЭ3115БУ2 жесткость пружины в контролирующем устройстве изменялось от 0,05 до 0,15 с шагом $\Delta C = 0,01 \frac{кгм^2}{с}$, а момент затяжки от 100 нм до 200 нм. В результате были получены графики (рис. 3.4), которые позволяют на этапе проектирования выбирать рациональные параметры контролирующих устройств.

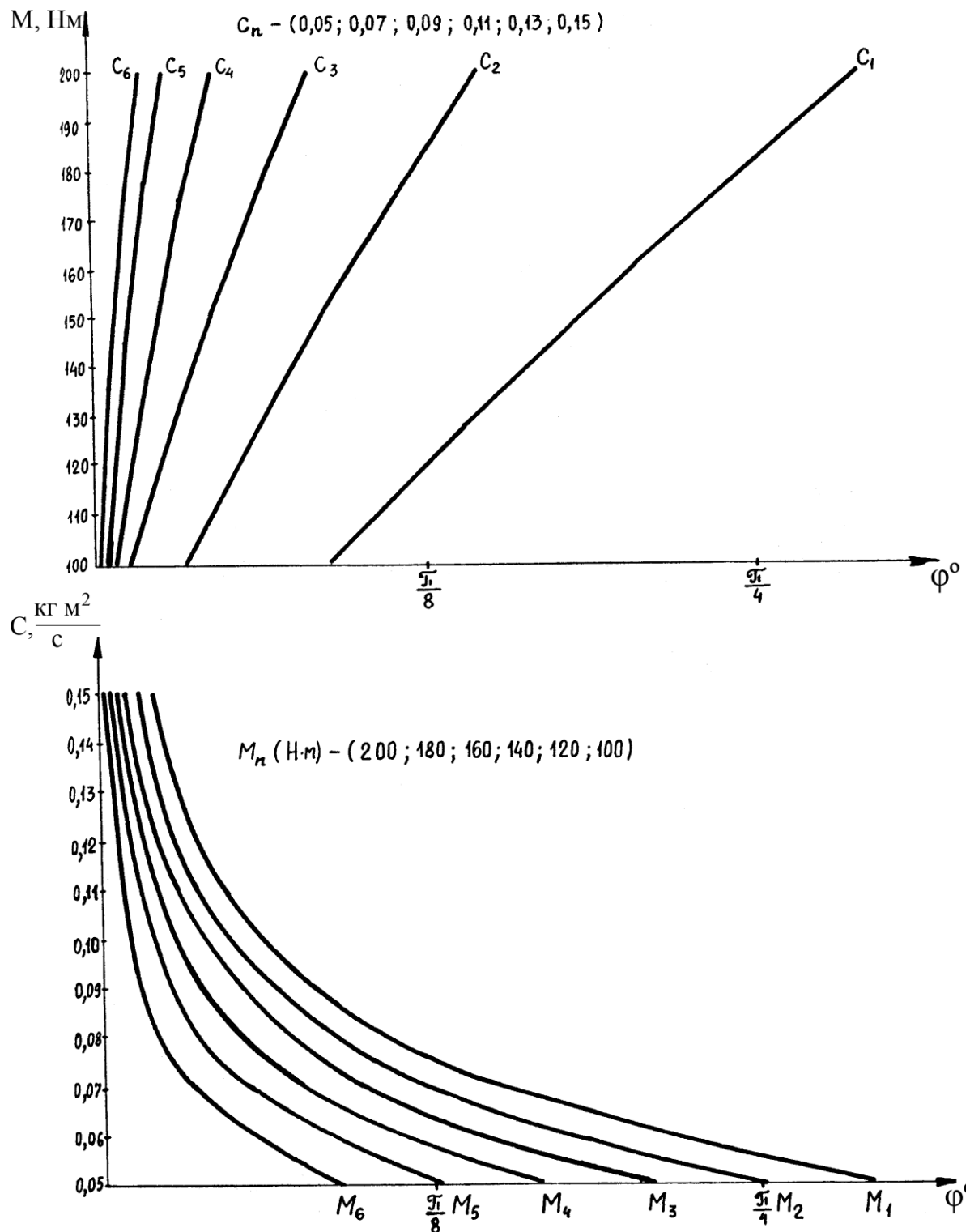


Рисунок 3.4 – График зависимости $M = f(\varphi)$ и $c = f(\varphi)$

Анализ решения дифференциальных уравнений движения гайки и инерционного элемента после удара, приведенных в п. 3.1 и 3.2, показывает, что принятые предпосылки позволили существенно упростить расчеты, при этом точность расчетов практически не пострадала. Полученные в результате расчетов зависимости могут быть использованы при выборе параметров контролирующих устройств.

В выражении (3.51) и (3.52) входит величина момента инерции инерционного элемента I_9 . Для прикидочных инженерных расчетов, как показали исследования, эту величину можно принимать равной 0,05% от I .

Для определения точных значений момента инерции инерционного элемента, в зависимости от его формы и схемы установки в устройстве, необходимо воспользоваться зависимостями, приведенными на рис. 3.5.

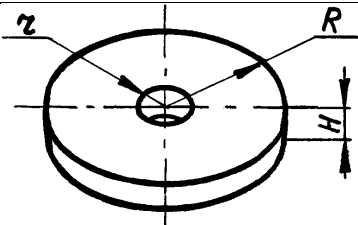
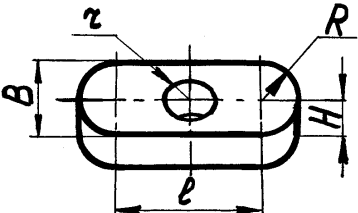
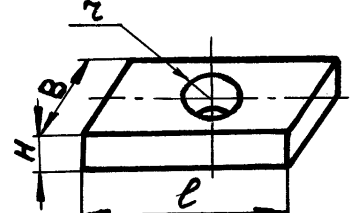
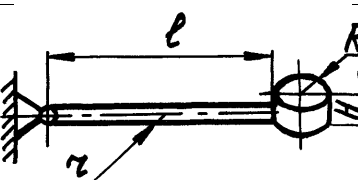
№ п/п	Вид инерционного элемента	Расчетная формула для определения момента инерции
1		$I_9 = \frac{\pi \gamma H}{2} (R^4 - r^4)$
2		$I_9 = \frac{\gamma H (B \ell^3 + 3\pi R^2 \ell^2 - 3\pi r^4)}{12}$
3		$I_9 = \frac{\gamma H (B \ell^3 - 6\pi r^4)}{12}$
4		$I_9 = \frac{\pi \gamma (\ell^3 + 3R^2 H \ell^2 + 3R^4 H)}{3}$

Рисунок 3.5 – Виды инерционных элементов, применяемые в устройствах для контроля момента затяжки

3.4 Сравнительный анализ методов контроля момента затяжки, основанных на измерении характерных параметров при каждом ударе

Все известные методы контроля момента сводятся к тому, что в процессе затяжки резьбового соединения фиксируется какой-либо параметр, который функционально связан с моментом затяжки. Исходя из этого, можно выделить две группы способов, реализующих метод контроля затяжки резьбовых соединений по моменту. Большая группа способов

основана на ограничении энергии, передаваемой в резьбовое соединение (с помощью торсионов, по числу ударов, дросселированием подводимого к приводу сжатого воздуха, фиксированием времени затяжки и др.), (рис. 3.6).

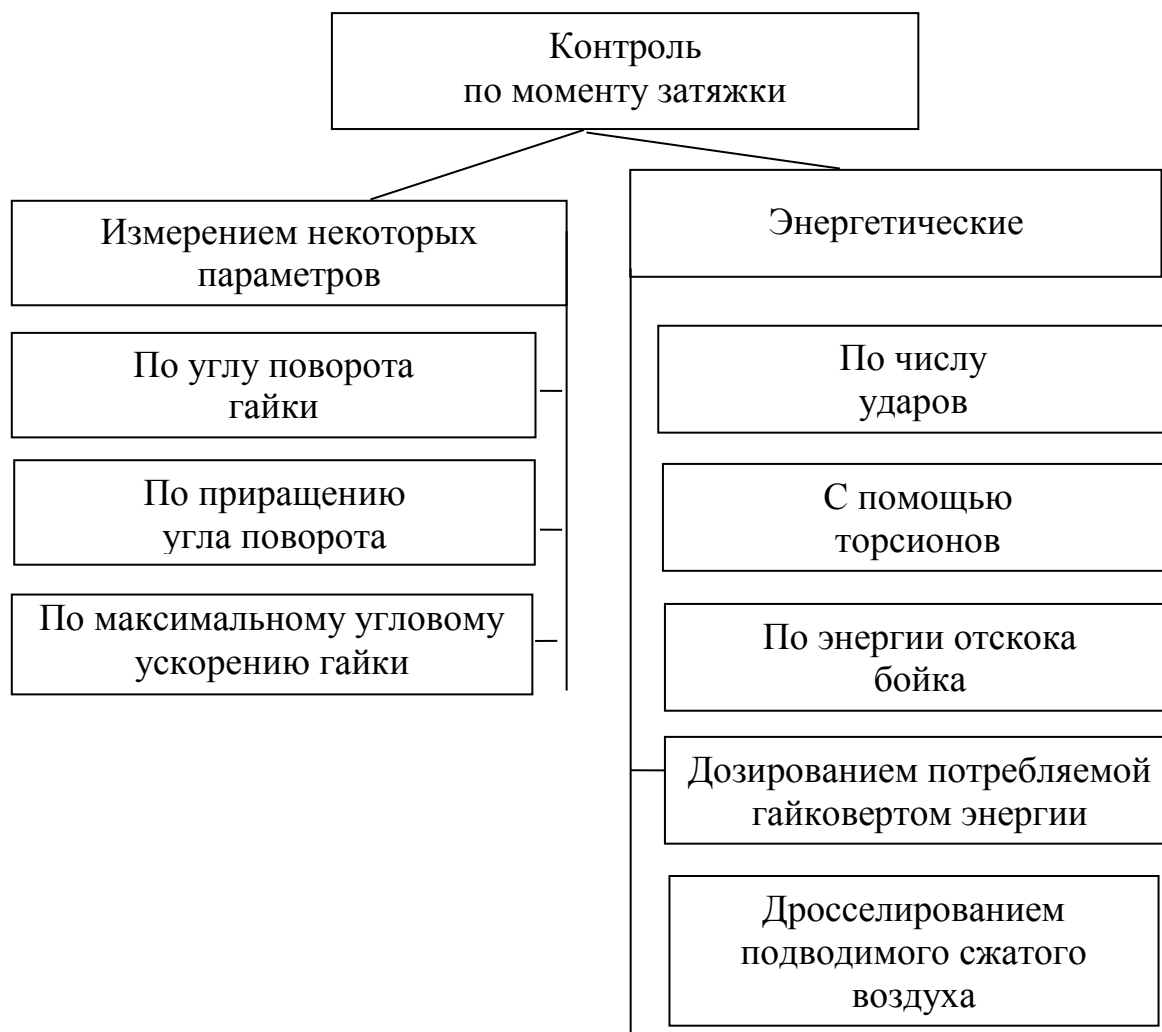


Рисунок 3.6 – Способы, реализующие метод контроля затяжки резьбовых соединений по моменту

Наметившееся в последнее время новое направление в тарифированной ударной затяжке предусматривает непосредственное измерение некоторых параметров в процессе затяжки. К числу таких способов контроля момента относится рассмотренный в диссертационной работе Водолазской Е. Г. способ, при котором фиксируется приращение угла поворота гайки за каждый удар. Разработка и исследование предложенного в данной работе способа контроля момента, основанного на измерении максимального углового ускорения гайки после каждого удара и создания на его основе гайковертов и устройств для тарифированной затяжки резьбовых соединений, является продолжением работ в этой области.

Устройства, реализующие эти методы, измеряют неабсолютные значения фиксируемых параметров (приращение угла поворота гайки и максимальное угловое ускорение гайки), а значения этих параметров

по отношению к некоторому инерционному элементу. Это позволяет значительно упростить конструкции этих устройств. При разработке конструкции контролирующего устройства задача сводится к определению функциональной связи между моментом затяжки и фиксируемым параметром. В работе [3] рассмотрена такая функциональная связь для метода контроля момента по приращению угла поворота гайки. Исходное дифференциальное уравнение движения инерционного элемента для метода контроля момента по приращению угла поворота гайки и для метода контроля момента по максимальному угловому ускорению гайки одно и тоже:

$$I_3 \ddot{\varphi}_r = -I_3 \ddot{\varphi} - c(\varphi_r + \lambda).$$

Однако, начальные условия при решении этого уравнения для каждого конкретного метода различны, а потому различны и решения. Так, для метода контроля момента по приращению угла поворота гайки, после интегрирования, имеем значение приращения относительного угла поворота инерционного элемента:

$$\begin{aligned} \varphi_{ri} = & \frac{M_{i-1}}{I_1 \left(\frac{C_2}{I_2} - \frac{C_1}{I_1} \right)} \left[\sqrt{1 + \frac{\omega_0 C_1 I_1}{M_{i-1}}} \cos \left(\sqrt{\frac{C_1}{I_1}} t - \operatorname{arctg} \frac{\omega_0 \sqrt{C_1 I_1}}{M_{i-1}} \right) - \right. \\ & \left. - \sqrt{1 + \frac{\omega_0^2 I_1^2 C_2}{I_2 M_{i-1}^2}} \cos \left(\sqrt{\frac{C_2}{I_2}} t - \operatorname{arctg} \frac{\omega_0 I_1}{M_{i-1}} \sqrt{\frac{C_2}{I_2}} \right) \right] + \\ & + \left(\frac{M_0}{C_2} \right) \left(\cos \left(\sqrt{\frac{C_2}{I_2}} t \right) - 1 \right). \end{aligned}$$

При контроле момента по максимальному угловому ускорению гайки при определении параметра (максимального отклонения инерционного элемента), функционально связанного с угловым ускорением, будем иметь два решения:

– угол поворота инерционного элемента до момента остановки гайки:

$$\begin{aligned} \varphi_{r1} = & \frac{E}{K_1^2 - K^2} \left(\sin \alpha \cos K_1 t + \frac{K}{K_1} \cos \alpha \sin K_1 t \right) - \frac{D}{K_1^2} (1 - \cos K_1 t) - \\ & - \frac{E}{K_1^2 - K^2} \sin(K_1 t + \alpha); \end{aligned}$$

– угол поворота инерционного элемента после остановки гайки:

$$\varphi_{r1\max} = \frac{\dot{\varphi}_{10}}{K_1} \sin K_1 t_3 - \frac{D_1}{K_1^2} (1 - \cos K_1 t_3).$$

Сложив полученные значения $\varphi_{r1}, \varphi_{r\max}$, получим максимальный угол отклонения инерционного элемента:

$$\varphi_{u\max} = \varphi_{r1} + \varphi_{r1\max}.$$

Поскольку величина $\varphi_{u\max}$ не характеризует степень затяжки резьбового соединения, в п. 3.1.3 рассмотрена зависимость момента затяжки от углового отклонения инерционного элемента.

Как уже отмечалось, метод контроля момента затяжки по максимальному угловому ускорению гайки более универсален и на его точность влияет меньше факторов, чем на метод по приращению угла поворота гайки. Конструкции устройств, реализующие метод контроля момента по максимальному угловому ускорению гайки значительно проще, чем при реализации метода контроля по приращению угла поворота гайки, так как не требует применения электрических и электронных схем для фиксации, с достаточной точностью чрезвычайно малых (в конце затяжки) угловых перемещений инерционного элемента, от точности измерения которых существенно зависит результат контроля.

4 ЗАТЯЖКА ГРУППОВЫХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

4.1 Особенности затяжки групповых соединений

Затяжка групповых болтовых соединений может осуществляться путем группового или отдельного закручивания гаек (винтов).

Групповая затяжка производится обычно на многошпиндельных, автоматах с контролем момента затяжки. Отдельное закручивание выполняется ручным инструментом или резьбозакручивающими машинами. Конструкция и принцип действия резьбозакручивающего оборудования приведены в работах [16, 23]. Ниже рассмотрены механические эффекты, возникающие при затяжке групповых соединений.

Основная особенность сборки групповых резьбовых соединений – неравномерность затяжки (различие значений усилий предварительной затяжки между болтами), обусловленная:

а) неизбежным рассеянием значений усилий в связи с погрешностями методов контроля (измерения);

б) неоднородностью деформирования соединяемых деталей при затяжке отдельного соединения и взаимным влиянием усилий в болтах.

Неравномерность затяжки соединений оказывает существенное влияние на герметичность стыков и прочность, как деталей резьбовых соединений, так и других деталей машин. Неравномерная затяжка вызывает деформационные «перекосы» деталей корпусов и связанных с ними опор и валов. Последнее приводит к появлению в деталях дополнительных напряжений изгиба, сдвига и других напряжений и, как следствие, к преждевременному разрушению или износу деталей, нарушению точности хода машин и, другим негативным последствиям.

Характер распределения деформаций существенно зависит от способа сборки соединений (групповая или отдельная затяжка).

Групповая затяжка соединений обеспечивает значительно большую равномерность распределения деформаций, но ограниченность мощности автоматов и другие причины (например, трудный доступ к гайке) вынуждают на практике прибегать к отдельной (поочередной) затяжке соединений.

Отдельная затяжка групповых соединений представляет собой одну из сложнейших технологических проблем из-за трудности обеспечения идентичных результатов сборки с групповой затяжкой. Известные способы сборки соединений, осуществляемые путем «циклического» (перекрестного или кругового) закручивания гаек (винтов), базируются на многолетнем опыте и реализуют с некоторой точностью затяжку соединений из условия $Q_{oi} = idem$ (Q_0 – наперед заданное усилие предварительной затяжки; j – номер болта).

Ниже рассмотрены основы алгоритмизации и общий метод расчета затяжки многоболтовых стыков, который сводится к решению контактной задачи при сложном нагружении.

Для большей наглядности сначала рассмотрена упрощенная модель соединения. Расчет соединений в пространственной (трехмерной) постановке аналогичен и возможен лишь на ЭВМ.

4.2 Основные уравнения и расчетные модели соединений

Рассмотрим для простоты два фланца (рис. 4.1; $i = 1, 2$; i – номер фланца) с плоским стыком, которые стягиваются в процессе сборки n -болтами ($j = 1, 2, \dots, n$; j – номер болта) в некоторой принятой или наперед заданной последовательности.

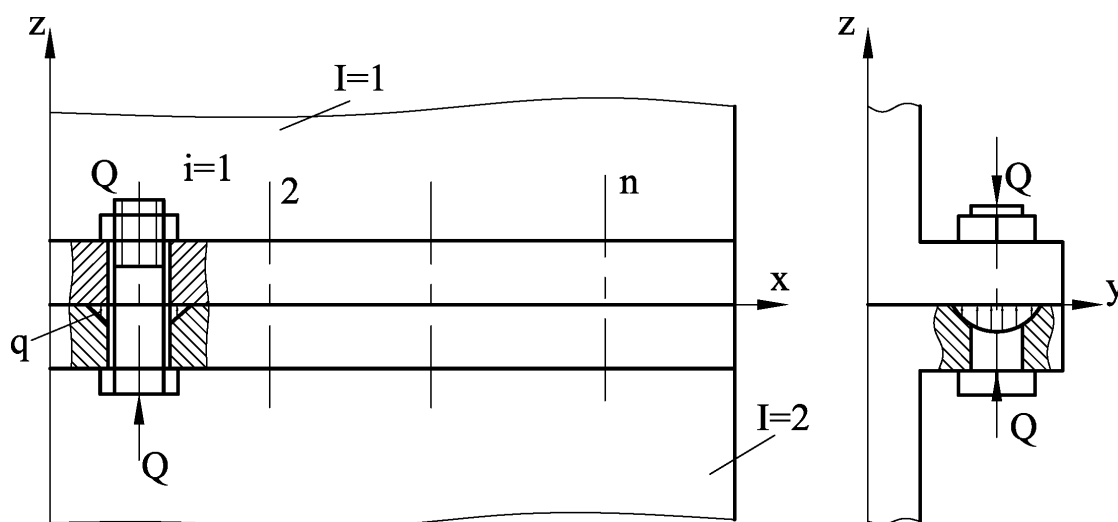


Рисунок 4.1 – Эскиз многоболтового соединения

Необходимо при заданной последовательности отдельной затяжки болтов получить такую форму стыка, какую он имел бы при одновременной затяжке всех болтов с наперед заданным усилием Q_n .

Таким образом, решение поставленной задачи сводится по существу к определению перемещений точек на фланце деталей под действием заданных (внешних) и «реактивных» (контактных или внутренних) сил, которые заранее неизвестны. Последнее обстоятельство существенно усложняет решение задачи и составляет ее основную особенность.

Для решения задачи поместим фланцы в общей декартовой системе координат x, y, z .

Предположим, что в результате затяжки 1-го болта ($j = 1$) с усилием Q_1 , контакт фланцев будет осуществляться через площадку F_1^{*1} , на которой действуют контактные давления $q_1(x, y)$.

Уравнение равновесия одного из фланцев i примет вид:

$$\int_{F_1} q_1 dF_1 = Q_1. \quad (4.1)$$

Кинематическое условие контакта в общей системе координат для одной из пар сопряженных контактирующих точек стыка имеет вид:

$$\omega_1(B) - \omega_2(B) = 0, \quad (4.2)$$

где $\omega_1(B)$ – перемещение в направлении оси z одной из сопряженных точек B на стыке i -го фланца; $i = 1, 2$.

Это условие вытекает из равенства координат сопряженных точек в контакте.

Уравнения (4.1) и (4.2) позволяют получить единственное решение контактной задачи с учетом граничного условия:

$$q(B_1) \geq 0 \quad (4.3)$$

Эти уравнения являются общими для любой контактной задачи.

Основные особенности рассматриваемой задачи состоят в сложности формы контактирующих тел, наличии разрывов в контакте, а также сложном характере нагружения тел при раздельной затяжке.

Для решения задачи расчета усилий необходимо связать перемещения в уравнении (4.2) с силовыми факторами, входящими в уравнение равновесия. Последнее становится возможным, если схематизировать реальную деталь в виде стержня, пластинки, оболочки и т. д., т. е. принять в расчетной схеме определенную модель формы детали. Уравнения, связывающие смещения точек модели с действующими на нее силами, известны и содержатся в учебной и справочной литературе. Существенно, что точность расчета определяется видом расчетной модели формы и точностью решения разрешающего уравнения задачи.

4.3 Одномерная стержневая модель соединения

В расчетах резьбовых соединений широко используется одномерная стержневая модель [101, 102, 103 и др.]. При этом фланцы заменяют эквивалентными по жесткости на растяжение-сжатие втулками, связанными между собой абсолютно жесткой диафрагмой, имеющей форму детали (рис. 4.2). Такая модель использовалась для анализа работы затянутого соединения. В основу схематизации, как отмечено выше, положена концентрация деформаций вблизи оси болта при его затяжке (сжатие фланцев при затяжке). Поэтому в упрощенном расчете можно пренебречь деформациями изгиба и сдвига фланцев и положить, что фланец испытывает лишь сжатие (одномерную деформацию).

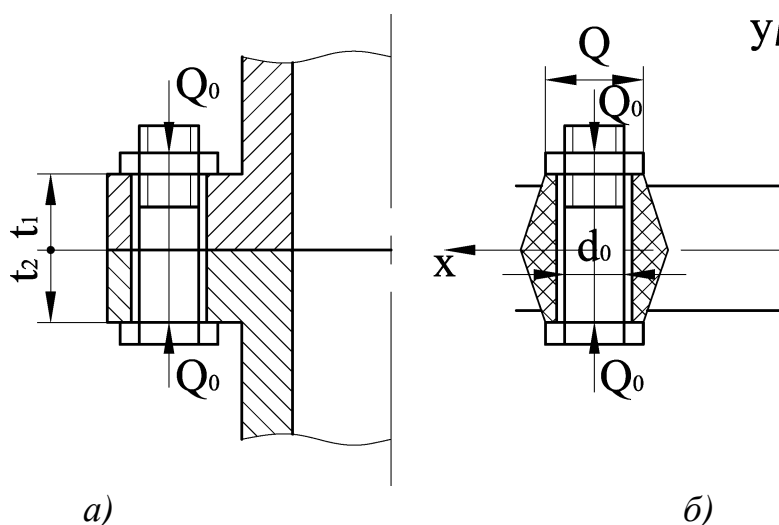


Рисунок 4.2 – Эскиз соединения (а) и его расчетная модель (б)

Если принять также, что напряжения сжатия постоянны по поперечному сечению деформируемого объема и на стыке фланцев (гипотеза плоского стыка), а площадка контакта на стыке остается постоянной при изменении усилия в болте (гипотеза спаянности стыка), то это позволит перейти от реального фланца к его стержневой модели в виде цилиндрического или конического стержня. Для такой модели известно соотношение

$$\Delta l = Q_0 \left(\frac{t_1}{E_1 F_1} + \frac{t_2}{E_2 F_2} \right) \quad (4.4)$$

определяет перемещение точек фланцев при затяжке. Здесь t_1 и t_2 – толщины 1-го и 2-го фланцев; F_1 и F_2 – площади поперечного сечения эквивалентных цилиндрических втулок; $F_1 = F_2 = \frac{\pi}{4} (a^2 - d_0^2)$; a и d – диаметры соответственно опорной поверхности гайки и отверстия под болт

во фланце, E_1 и E_2 – модели упругости 1-го и 2-го фланцев. Для стержня переменного сечения (коническая втулка)

$$\Delta(z) = 2 \int_0^z \frac{Q(z)}{EF(z)} dz. \quad (4.5)$$

Одномерная модель достаточно полно описывает особенности работы одноболтового соединения. Однако использование ее для расчета равномерности затяжки многоболтового соединения затруднено из-за отсутствия уравнения, связывающего взаимные смещения одиночных соединений (из-за сложности учета взаимного влияния болтов).

4.4 Двухмерная стержневая модель соединения

Использование двухмерной стержневой модели (рис. 4.3) позволяет снять основные ограничения, присущие одномерной модели (гипотезы плоскостности и спаянности стыка), а также дает возможность описать основные особенности работы фланцевого соединения при затяжке болтов.

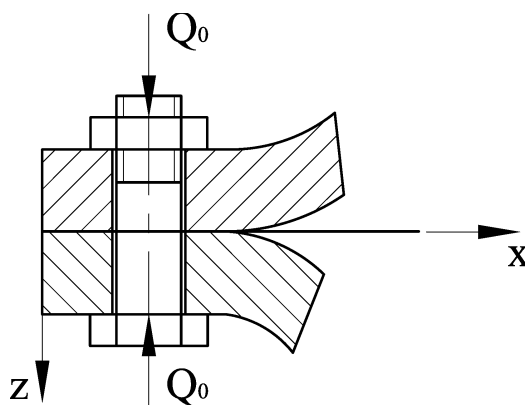


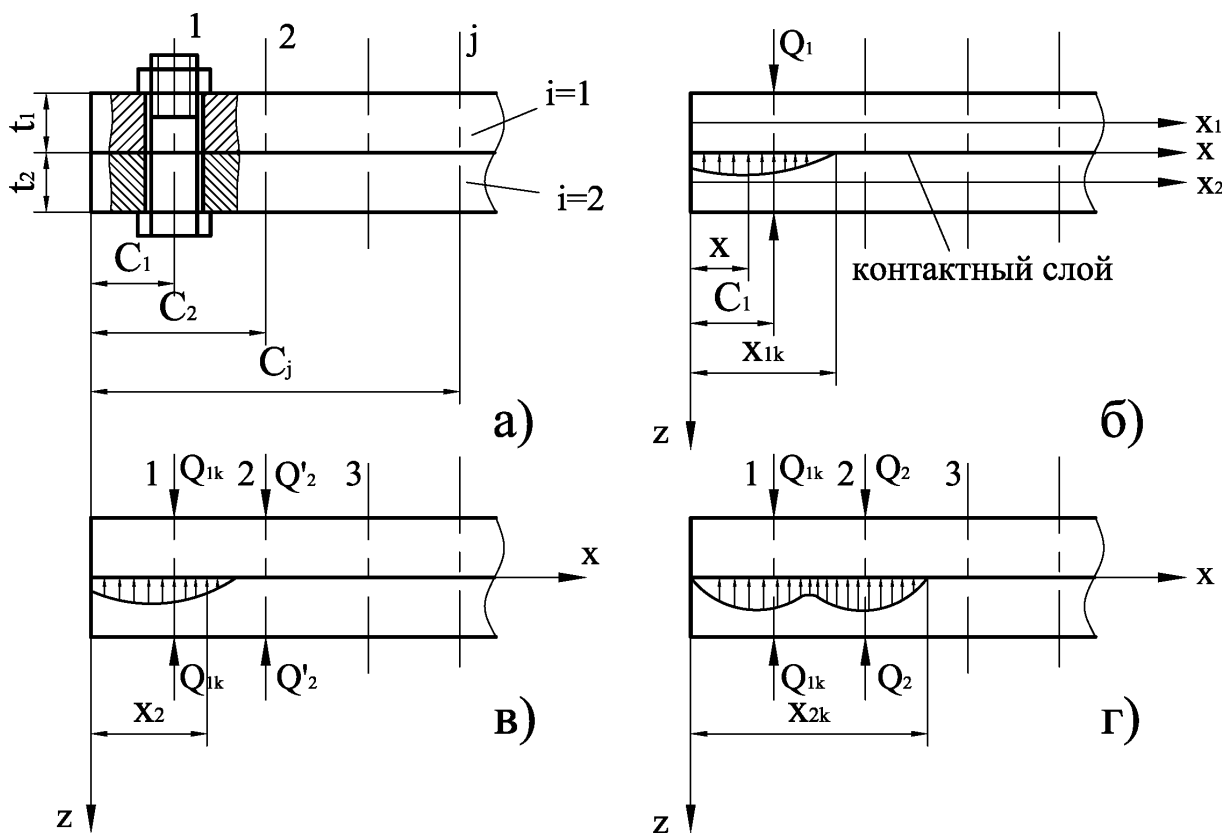
Рисунок 4.3 – Стержневая модель соединения

Двухмерная стержневая модель оказывается достаточно точной при расчете затяжки соединений цилиндрических корпусов из стеклопластиков с разъемом (по образующей) с помощью свободных фланцев, при расчете затяжки соединений тонкостенных корпусов с помощью полосовых фланцев, а также при расчетах затяжки хомутов и других подобных конструкций.

В расчетной схеме полосовые фланцы заменим двумя стержнями постоянного сечения (рис. 4.4 а) и рассмотрим их контакт под действием сосредоточенной нагрузки (сила затяжки) от гайки и головки болта.

Будем считать, что стержни при действии поперечной нагрузки, как обычно, получают деформации изгиба и сдвига. Для учета деформации сжатия стягиваемых фланцев и прокладок введем в стык стержней

условный эквивалентный контактный слой (рис. 4.4 б) и будем считать, что в нем реализуется деформация сжатия. С помощью такого слоя можно учесть микронеровности на стыке фланцев, а также погрешности формы контактирующих поверхностей. С каждым из стержней свяжем оси координат z_i Q_i x_i , (местная система координат).



а – эскиз; б – затяжка 1-го болта; в, г – затяжка 2-го болта

Рисунок 4.4 – Схема соединения и расчетные случаи

Под действием силы Q_1 в результате поступательного перемещения произойдет изгиб и сдвиг стержней, и в зоне контакта будут действовать контактные давления $q_1(x)$ (см рис. 4.4 б).

Условие совместности перемещений в одной из сопряженных точек контакта (кинематическое условие контакта):

$$\omega_1(C) - \omega_2(C) = z_1(C) - z_2(C) + \omega_z, \quad (4.6)$$

где, $\omega_1(C)$ – смещение в направлении местной оси z одной из сопряженных контактирующих точек C ; $z_1(C)$ – ордината контактирующей точки до нагружения; ω_2 – кинематическое перемещение тел (сближение местных осей координат).

Для решения задачи разделим деформации на общие (изгиб, сдвиг) и местные (сжатие в зоне контакта). Это позволит использовать для решения простейшие уравнения, связывающие перемещение точек модели

с действующими нагрузками. Кинематическое перемещение ω_r при таком подходе будет реализовано за счет местной деформации.

Тогда уравнение (4.6) можно переписать в виде:

$$\omega_1 - \omega_2 + \delta_1 - \delta_2 = f(x), \quad (4.7)$$

где ω_1 – смещение сечения стержня в результате его изгиба и сдвига;
 δ – то же, в результате сжатия, обмятия микронеровностей и т. п.

Уравнение равновесия в рассматриваемой задаче имеет вид:

$$\int_F q_1(x) dF = Q_1. \quad (4.8)$$

Для решения задачи необходимо, как обычно, выразить смещения в уравнении (4.7) через силовые факторы.

Если учесть влияние параметров шероховатости, то можно считать, что контактная деформации нелинейно зависит от контактного давления в той же точке:

$$\delta_1 - \delta_2 = \varphi(q). \quad (4.9)$$

Смещение сечения связано с действующими на него силами известным соотношением:

$$\frac{d^2 \omega}{dx^2} = -\frac{M_1(x)}{E_1 l_1(x)} + \frac{k_z}{G_1 F_1(x)} \frac{dQ_1(x)}{dx}, \quad (4.10)$$

где $M_1(x)$ и $Q_1(x)$ – соответственно изгибающий момент и перерезающая сила в сечении x (рис. 4.5);

E_1 и G_1 – соответственно модули упругости и сдвига материала фланцев;

$l_1(x)$ и $F_1(x)$ – осевой момент инерции и площадь поперечного сечения i -го стержня;

k_{iz} – безразмерный коэффициент, учитывающий деформацию сдвига, зависящий от формы поперечного сечения, для стержня прямоугольного сечения $k_{iz} = 1,2$.

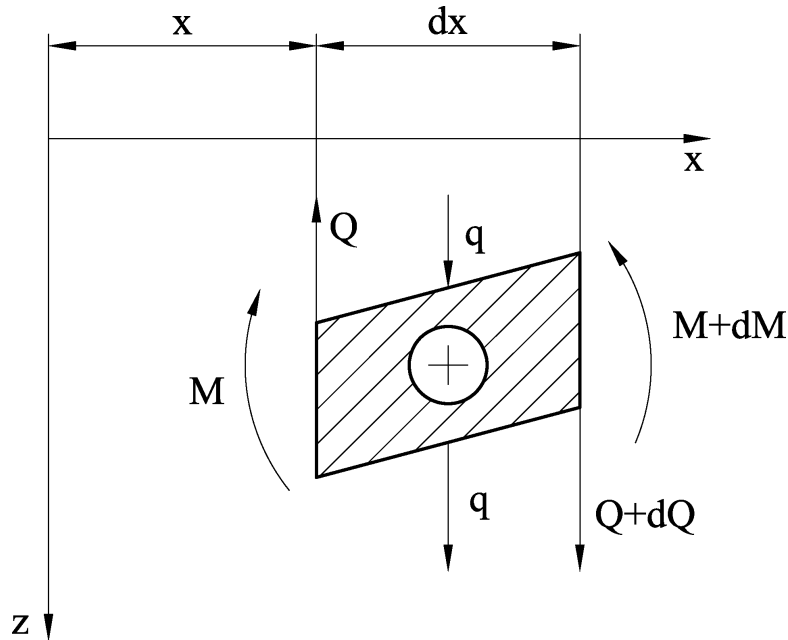


Рисунок 4.5 – Условия равновесия элемента стержня

Примем, что, стержни имеют постоянное сечение, и, учитывая дифференциальные зависимости при изгибе стержня (уравнения равновесия см. рис. 4.5)

$$\frac{dM_1}{d_1x} = Q_1; \quad \frac{dQ_1}{dx} = -q_{1x} - (-1)q, \quad (4.11)$$

из уравнения (4.10) с учетом равенств (4.7) и (4.9) получим дифференциальное уравнение упругого контакта стержней:

$$\frac{d^4 \varphi(q)}{dx^4} + \gamma \frac{d^0 q}{dx^2} + \beta q = f. \quad (4.12)$$

Это уравнение является исходным для определения контактных давлений на стыке стержней в зависимости от внешней нагрузки. В уравнении (4.12) γ – коэффициент, учитывающий деформации сдвига стержней:

$$\gamma = -\sum_{i=1}^2 \frac{k_{i2}}{G_1 F_1}; \quad (4.13)$$

B – коэффициент, учитывающий деформации изгиба стержней:

$$\beta = \sum_{i=1}^2 \frac{1}{E_1 I_1}; \quad (4.14)$$

f – функция, учитывающая условия нагружения стержней:

$$f = -\sum_{i=1}^2 (-1) \frac{q_{i2}}{E_i I_i} + \sum_{i=1}^2 (-1) \frac{k_{i2} q_{i2}^{11}}{G_i F_i}, \quad (4.15)$$

где q и q_{12} – соответственно контактные давления и внешняя распределенная нагрузка.

Если пренебречь упругопластическими деформациями микронеровностей и принять, что условный контактный слой компенсирует лишь деформацию сжатия стержней, то связь смещений точек слоя с контактными давлениями примет вид:

$$\varphi(q) = \lambda q, \quad (4.16)$$

где λ – коэффициент податливости слоя, эквивалентный податливости фланцев при сжатии. Значение этого коэффициента можно принять из соотношений (4.3) и (4.4) либо вычислить по приближенной формуле:

$$\lambda = \frac{t_1}{E_1} + \frac{t_2}{E_2}, \quad (4.17)$$

где t_1 и t_2 – толщины соответственно 1-го и 2-го фланцев;

E_1 и E_2 – модули упругости их материалов.

Соотношение (4.16) равносильно введению в контакт линейно-упругого контактного слоя, в котором нормальное контактное смещение гайки определяется нормальным напряжением (контактным давлением) в той же точке.

Уравнение (4.12) с учетом равенства (4.16) представим в виде:

$$\frac{d^4 q}{dx^4} + \gamma_0 \frac{d^2 q}{dx^2} + \beta_0 q = f_0; \quad (4.18)$$

$$\gamma_0 = \frac{\gamma}{\lambda}; \quad \beta_0 = \frac{\beta}{\lambda}; \quad f_0 = \frac{f}{\lambda}. \quad (4.19)$$

Решение уравнения (4.18) можно записать с помощью нормальных фундаментальных функций:

$$q(x) = q(0)z_0(x) + q^2(0)z_1(x) + q^{11}(0)z_2(x) + q^{111}(0)z_3(x) + \Phi_0(x), \quad (4.20)$$

здесь $q(0), \dots, q^{111}(0)$ – постоянные, определяемые из граничных условий задачи, $\Phi_0(x)$ – частное решение уравнения (4.18):

$$\Phi_0(x) = \int_0^x z_3(x-S) f_0(S) dS; \quad (4.21)$$

$Z_0...Z_3$ – нормальные фундаментальные функции (4.5, 4.17):

$$Z_0(x) = \frac{1}{2mn} [2mnchmx \cos nx - (m^2 - n^2)shmx \sin nx];$$

$$Z_1(x) = \frac{1}{2mn(m^2 + n^2)} [m(3n^2 - m^2)chmx \sin nx - n(n^2 - 3m^2)shmx \cos nx]; \quad (4.22)$$

$$Z_2(x) = \frac{1}{2mn} shmx \sin nx;$$

$$Z_3(x) = \frac{1}{2mn(m^2 + n^2)} [mchmx \sin nx - nshmx \cos nx],$$

где
$$m = \sqrt{-\frac{1}{4}\gamma_0 + \sqrt{\frac{1}{4}\beta_0}}; \quad n = \sqrt{\frac{1}{4}\gamma_0 - \sqrt{\frac{1}{4}\beta_0}}. \quad (4.23)$$

Эти функции связаны между собой рекуррентными соотношениями:

$$\frac{d}{dx} Z_0(x) = -\beta_0 Z_3(x); \quad \frac{d}{dx} Z_1(x) = Z_0(x); \quad (4.24)$$

$$\frac{d}{dx} Z_2(x) = Z_1(x) - \gamma_0 Z_3(x); \quad \frac{d}{dx} Z_3(x) = Z_2(x).$$

При большом расстоянии (шаге) между болтами ($t > 2t$), где t – толщина стержня, можно пренебречь деформацией сдвига ($\gamma_0 = 0$).

Тогда $m = n = \sqrt[4]{\beta_0/4}$ и уравнение упругого контакта примет вид:

$$\frac{d^4 q}{dx^4} + \beta_0 q = f_0. \quad (4.25)$$

4.5 Расчет усилий при последовательной затяжке соединений

Последовательную затяжку соединений обычно производят вручную, иногда с использованием многошпindelных машин при затяжке соединений группами. Практикой выработаны определенные правила реализации последовательной затяжки, устанавливающие порядок и цикличность затяжки.

Для рассмотрения механических эффектов при затяжке многоболтового стыка проанализируем работу модели полосового стыка, стягиваемого последовательно n болтами, начиная, например, с крайнего.

Затяжка 1-го болта. Принимаем, что болт затянут с усилием $Q_1 = Q_0$, которое действует сосредоточенно на оси болта. В более точном расчете несложно учесть влияние распределенной нагрузки от гайки и головки болта на характер распределения давлений на стыке стержней.

Для определения контактных давлений используем уравнение (4.20), постоянные $q(0), \dots, q'''(0)$ найдем из условий (см. рис 4.4 б):

$$\begin{array}{l} \text{при } x = 0 \quad Q_{iz} = 0 : \quad M_i = 0; \\ \text{при } x = x_1. \quad Q_{iz} = 0 \quad M_i = 0. \end{array} \quad (4.26)$$

где x_{1*} – координата сечения, в котором давление на стыке $q(x_{1*}) = 0$

Для решения задачи необходимо выразить Q_{iz} и M_i в условиях (4.26) через контактные давления. Учитывая зависимости (4.7), (4.9), (4.11), найдем:

$$\text{при } x = 0 \quad q^{11}(0) = 0 \quad q^{111}(0) = 0; \quad (4.27)$$

$$\text{при } x = x_{1*} \quad q^{11}(x_{1*}) = 0 \quad q^{111}(x_{1*}) = 0. \quad (4.28)$$

С учетом условий (4.27) имеем:

$$q_1(x) = q_1(0)Z_0(x) + q_2^1(0)Z_1(x) + S(x, c_1)\beta_0 Q_1 Z_3(x - c_1), \quad (4.29)$$

где c_1 – координата сечения оси 1-го болта;

$S(x, c_1)$ – единичная разрывная функция, определяемая равенством:

$$S(x, c_1) = \begin{cases} 0 & x > c_1; \\ 1 & x \geq c_1. \end{cases}$$

Для определения постоянных $q(0)$ и $q^1(0)$ используем условия (4.28). Продифференцировав трижды по x уравнение (4.29), с учетом соотношений (4.24) получим:

$$\begin{aligned} q^1(x) &= -q(0)\beta_0 Z_3(x) + q^1(0)Z_0(x) + S(x, c_1)\beta_0 Q_1 Z_2(x - c_1); \\ q^{11}(x) &= -q(0)\beta_0 Z_2(x) - q^{11}(0)\beta_0 Z_3(x) + \\ &+ S(x, c_1)\beta_0 Q_1 [Z_1(x - c_1) - \gamma_0 Z_3(x - c_1)]; \end{aligned} \quad (4.30)$$

$$q^{111}(x) = -q(0)\beta_0 [Z_1(x) - \gamma_0 Z_3] - q^1(0)\beta_0 Z_2(x) + S(x, c_1)\beta_0 Q_1 [Z_0(x - c_1) - \gamma_0 Z_2(x - c_1)].$$

Из равенств (4.30) с учетом условий (4.28) получим:

$$q_1(0) = Q_1 f_{0\gamma}^{(1)}(x_1.); \quad q_1^1(0) = Q_1 f_{1\gamma}^{(1)}(x_{1*}), \quad (4.31)$$

$$\text{где } f_{0\gamma}^{(1)}(x_{1*}) = \frac{Z_2(Z)^{(1)} - \gamma_0 Z_3(Z)^{(1)} - Z_3(Z_0)^{(1)} - \gamma_0 Z_2^{(1)}}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z)}, \quad (4.32)$$

здесь $Z_1 \dots Z_3$ – значения нормальных фундаментальных функций при $x = x_{1*}$; $Z_0^{(1)}, \dots, Z_3^{(1)}$ – то же, при $x = x_{1*} - c_1$.

Подставляя формулы (4.31) в уравнение (4.29), получим соотношение:

$$q(x) = Q_1 \left| f_{0\gamma}^{(1)}(x_{1*}) Z_0(x) + f_{1\gamma}^{(1)}(x_{1*}) Z_1(x) + S(x, c_1) \beta_0 Z_3(x - c_1) \right|, \quad (4.33)$$

позволяющее определить контактные давления в зависимости от усилия затяжки и конструктивных параметров соединения λ и β . В этом соотношении неизвестно лишь значение координаты x_{1*} . Ее находят методом последовательных приближений до удовлетворения с наперед заданной точностью условия на границе:

$$q_1(x_{1*}) = 0, \quad (4.34)$$

что равносильно условию:

$$f_{0\gamma}^{(1)}(x_{1*}) Z_0 + f_{1\gamma}^{(1)}(x_{1*}) Z_1 + S(x, c_1) \beta_0 Z_3^{(1)} = 0, \quad (4.35)$$

где Z_0 и Z_1 – значения нормальных фундаментальных функций при $x = x_{1*}$; $Z_3^{(1)}$ – то же, при $x = x_{1*} - c_1$. Из равенства (4.35) следует, что протяженность площадки контакта (величина x_{1*}) не зависит от действующей нагрузки и определяется лишь жесткостью стержней при изгибе и податливости контактного слоя.

Смещение точек стыка в зоне контакта и контактные давления линейно зависят от действующей нагрузки. Смещение стержней в сечении оси 1-го болта:

$$\Delta(c_1) = \lambda q_1(c_1), \quad (4.36)$$

где $q_1(c_1)$ – контактные давления от усилия Q_1 в сечении при $x = c_1$:

$$q_1(c_1) = \Psi_1(x_{1*}) Q_1, \quad (4.37)$$

$$\text{где } \Psi_1(x_{1*}) = f_{0\gamma}^{(1)}(x_{1*}) Z_0(c_1) + f_{1\gamma}^{(1)}(x_{1*}) Z_1(c_1). \quad (4.38)$$

Если пренебречь сдвигом ($\gamma_0 = 0$), тогда:

$$q_1(c_1) = \frac{1}{2} Q_1 \sqrt{\frac{1}{4} \beta_0}. \quad (4.39)$$

Удлинение 1-го болта, соответствующее этому смещению, $\Delta_6 = \lambda_6 Q_1$. При затяжке удлинение болта Δ_6 , как правило, больше Δ (c_1). Кроме того, с использованием уравнения (4.33) нельзя определять перемещения точек стержней в неконтактирующей части.

Перемещения точек стержня при известных контактных давлениях (раскрытии статической неопределимости) можно найти из дифференциального уравнения изогнутой оси болта:

$$\frac{d^4 \omega}{dx^4} = \frac{q(x)}{EI}, \quad (4.40)$$

решение которого также можно представить с помощью нормальных фундаментальных функций:

$$\omega(x) = \omega(0)Y_0(x) + \omega^1(0)Y_1(x) + \omega^{11}(0)Y_2(x) + \omega^{111}(0)Y_3(x) + \frac{Q_1}{EI} \frac{(x-c_1)^3}{3I} + \frac{1}{EI} \int_0^x \frac{(x-S)^3}{3I} q(S) dS, \quad (4.41)$$

где $\omega(0) \dots \omega^{11}(0)$ – постоянные, определяемые из краевых условий;
 $Y_0(x), \dots, Y_3(x)$ – нормальные фундаментальные функции уравнения (4.40):

$$Y_0(x) = 1, \quad Y_1(x) = \frac{x}{1I}, \quad (4.42)$$

$$Y_2(x) = \frac{x^2}{2I}, \quad Y_3(x) = \frac{x^3}{3I}.$$

Эти функции связаны между собой рекуррентными соотношениями:

$$\frac{dY_3}{dx} = Y_2, \quad \frac{dY_2}{dz} = Y_1, \quad \frac{dY_1}{dx} = Y_0$$

Последние слагаемые в зависимости (4.41) отражают частное решение уравнения (4.40).

Постоянные $\omega^{11}(0) = \omega^{111}(0) = 0$, так как изгибающий момент и перерезывающая сила в этом сечении равны 0.

Так как суммарный прогиб стержней определяется равенством

$$|\omega_1| + |\omega_2| = \lambda q, \quad (4.43)$$

то можно принять, что прогиб каждого из стержней обратно пропорционален жесткости его сечения при изгибе, т. е.:

$$\omega_1(x) = \frac{\lambda q(x)}{\beta E_1 I_1} - \frac{1 q(x)}{\beta_0 E_1 I_1}; \quad (4.44)$$

$$\omega(x) = \frac{1 q_1(x)}{\beta_0 E_1 I_1}. \quad (4.45)$$

С учетом этих замечаний и соотношений имеем:

$$\omega_i(0) = \frac{1 q'(0)}{\beta_0 E_i I_i}; \quad (4.46)$$

$$\omega_i'(0) = \frac{1 q'(0)}{\beta_0 E_i I_i},$$

где значения $q(0)$ и $q'(0)$ принимаются из расчета по формулам (4.31).

Используя формулу приближенного интегрирования, а также равенства (4.44) – (4.46), запишем уравнение (4.41) в виде:

$$\omega(x) = \frac{1 q(0)}{\beta_0 E_1 I_1} + \frac{1 q'(0)}{\beta_0 E_1 I_1} x - S(x, c_1) \frac{Q_1}{6 E_1 I_1} (x - c_1)^2 + \frac{1}{6 E_1 I_1} \sum_{k=1}^i q_k \Delta S_k (x - S_k)^3. \quad (4.47)$$

В последнем слагаемом непрерывная функция $q_1(x)$ контактных давлений заменена столбчатой функцией (рис. 4.6); k – номер столбца, $k = 0, 1, 2, \dots, i$, ΔS_k – ширина k -го столбца; S_k – абсцисса середины столбца. Перемещения точек стержня под нагрузкой можно вычислить и из интегрального уравнения:

$$\omega(x) = \int_0^x \int_0^{x_1} \frac{M(x_2)}{EI} dx_2 dx_1 + \omega^1(0)x + \omega(0), \quad (4.48)$$

полученного путем последовательного двукратного интегрирования от 0 до x уравнения изогнутой балки:

$$\frac{d^2 \omega}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI}, \quad (4.49)$$

где $M(x)$ – изгибающий момент в сечении x :

$$M(x) = \int_0^x q(x) x dx - S(x, c_1) Q(x - c_1), \quad (4.50)$$

Уравнение (4.48) при учете деформации сдвига примет вид:

$$\omega(x) = \int_0^x \int_0^{x_1} \frac{M(x_2)}{EI} dx_2 dx_1 - \int_0^x \frac{k Q(x)}{GF} dx + \frac{k Q(0)}{GF} + \omega^1(0)x + \omega(0). \quad (4.51)$$

Затяжка 2-го болта. Последовательность (очередность) затяжки и условия ее реализации имеют существенное значение для равномерности затяжки. Предположим, что в соединении (рис. 4.4 а) вслед за 1-м болтом затягивается 2-й болт.

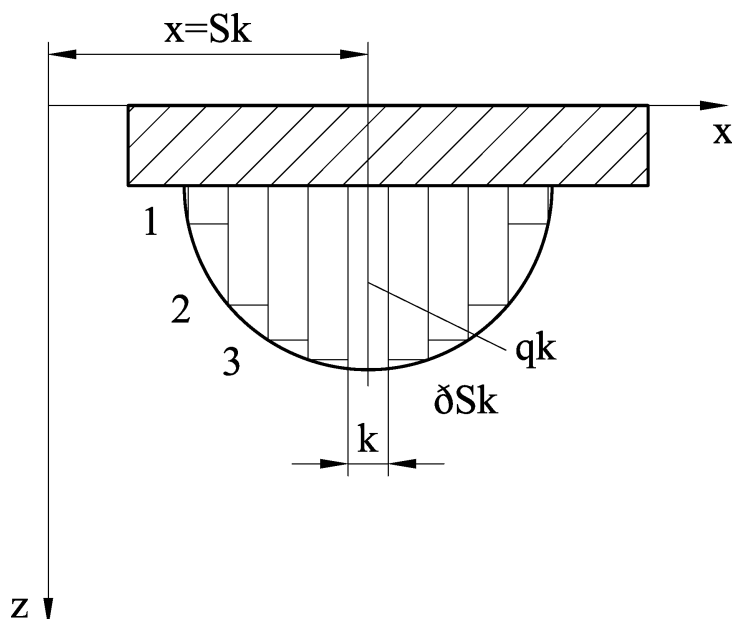


Рисунок 4.6 – Столбчатая функция

Как следует из предыдущего расчетного случая, после затяжки 1-го болта с усилием Q_1 стержни получили деформации изгиба и сдвига; часть стыка на участке Ox_1 оказалась в контакте, другая часть стыка при $x > x_{1*}$ разомкнулась (оказалась «раскрытой»). Разрыв контакта, обусловленный неоднородностью деформирования детали, имеет место при раздельной затяжке практически любого многоболтового стыка и составляет одну из особенностей затяжки групповых соединений.

При затяжке 2-го болта по мере увеличения усилия от 0 до $Q_2' < Q_2$ (здесь Q_2 – требуемое усилие для 2-го болта) неконтактирующая часть стержня на участке $x > x_{1*}$ будет входить в контакт, при этом будет изменяться на величину ΔQ_1 и усилие в 1-м болте.

Для расчета контактных давлений и протяженности площадки контакта используем, как и прежде, уравнение (4.18) с решением в форме (4.20).

Краевые условия для определения постоянных в этом расчетном случае имеют вид (см. рис. 4.4 в):

$$\text{при } x = 0 \quad M_i = 0; \quad Q_i = 0; \quad (4.52)$$

$$\begin{aligned} \text{при } x = x_2 \quad M_i &= (-1)^i Q_2^1 (c_2 - x_2); \\ Q_i &= -(-1)^i Q_2'. \end{aligned} \quad (4.53)$$

Из условий (4.52) следует $q^{11}(0) = q^{111}(0) = 0$.

Из условий (4.53) получим:

$$q_2^{11}(x_2) = \beta_0 Q_2'(c_2 - x_2); \quad (4.54)$$

$$q_2^{111}(x_2) = -\beta_0 Q_2'.$$

С учетом этих равенств

$$q_2(x) = q_2(0)Z_0(x) + q_2^1(0)Z_1(x) + S(x, c_1)\beta_0 Q_{1*} Z_3(x - c_1), \quad (4.55)$$

где $Q_{1*} = Q_1 + \Delta Q_1;$ (4.56)

$$q_2(0) = f_{0_\gamma}^{(1)}(x_2)Q_{1*} + f_{0_\gamma}^{(2)}(x_2)Q_2^1; \quad (4.57)$$

$$q_2^1(0) = f_{1_\gamma}^{(1)}(x_2)Q_{1*} + f_{1_\gamma}^{(2)}Q_2^1. \quad (4.58)$$

В формулах (4.57) и (4.58)

$$f_0^{(1)}(x_2) = \frac{Z_2(Z_1^{(1)} - \gamma_0 Z_3^{(1)} - Z_3(Z_0^{(1)} - \gamma_0 Z_2^{(1)}))}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z_3)}; \quad (4.59)$$

$$f_0^{(2)}(x_2) = -\frac{Z_2(c_2 - x_2) + Z_3}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z_3)};$$

$$f_1^{(1)}(x_2) = \frac{Z_2(Z_0^{(1)} - \gamma_0 Z_2^{(1)}) - (Z_1 - \gamma_0 Z_3)(Z_1^{(1)} - \gamma_0 Z_3^{(1)})}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z_3)};$$

$$f_1^{(2)}(x_2) = \frac{Z_2 + (c_2 - x_2)(Z_1 - \gamma_0 Z_3)}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z_3)},$$

где $Z_0 \dots Z_3$ – значения нормальных фундаментальных функций при $x = x_2$, $Z_0^{(1)}$ – то же, при $x = x_2 - c_1$.

Используя условие совместности перемещений гайки и головки болта с фланцами, можно записать:

$$\Delta Q_1 = Q_{1*} - Q_1 = \frac{\lambda}{\lambda_\sigma} |q_1(c_1) - q_2(c_1)|. \quad (4.60)$$

Последнее эквивалентно равенству удлинения 1-го болта смещению стержней в сечении $x = c_1$ от усилия во 2-м болте, откуда

$$q_2(c_1) = \frac{\lambda_0}{\lambda} (Q_1 - Q_{1*}) + q_1(c_1). \quad (4.61)$$

Из уравнения (4.55) при $x = c_1$ следует:

$$q_2(c_1) = q_2(0)Z_0(c_1) + q_2^1(0)Z_1(c). \quad (4.62)$$

Учитывая эти соотношения, а также равенства (4.37), (4.57) и (4.58), получим:

$$Q_1 = \frac{\Psi_1(x_{1*}) + \frac{\lambda_0}{\lambda} Q_1 - \Psi_2(x_2) Q_2^1}{\frac{\lambda_0}{\lambda} + \Psi_1(x_2)}, \quad (4.63)$$

где

$$\Psi_2(x_2) = f_{0\gamma}^{(2)}(x_2) Z_0(c_1) + f_{1\gamma}^{(2)}(x_2) Z_1(c_1); \quad (4.64)$$

$$\Psi_2(x_2) = f_{0\gamma}^{(1)}(x_2) Z_0(c_1) + f_{1\gamma}^{(1)}(x_2) Z_1(c_1).$$

Соотношение (4.63) устанавливает зависимость остаточного усилия Q_{1*} в 1-м болте от усилия его предварительной затяжки Q_{1*} , усилия во 2-м болте Q_2^1 и податливости деталей соединения до момента соприкосновения фланцев в сечении $x = c_2$ на стыке.

Изменение усилия затяжки в 1-м болте:

$$\Delta Q_1 = Q_1 - Q_1 = \frac{|\Psi_1(x_{1*}) - \Psi_1(x_2)| Q_1 - \Psi_2(x_2) Q_2^1}{\frac{\lambda_0}{\lambda} + \Psi_1(x_2)}. \quad (4.65)$$

Отрицательное значение ΔQ_1 будет свидетельствовать о снижении усилия первоначальной затяжки.

В формулы (4.64) и (4.65) входит неизвестное значение абсциссы x_2 сечения, в котором

$$q(x_2) = 0. \quad (4.66)$$

Для определения величины x_2 , соответствующей условию, исключим из разрешающего уравнения значение Q_{1*} , тогда:

$$q(x_2) = Q_2^1 |f_{0\gamma}^{(2)}(x_2) Z_0(x) + f_{1\gamma}^{(2)}(x_2) Z_1(x)| + F(Q_1 Q_2^1) |f_{1\gamma}^{(1)}(x_2) Z_1(x) + S(xc_1) \beta_0 Z_3(x - c_1)| \quad (4.67)$$

где $F(Q_1 Q_2^1) = Q_{1*}$ (см. равенство (4.63)). Требуемое значение x_2 находим методом последовательных приближений до удовлетворения с наперед заданной точностью условия:

$$\frac{Q_2^1}{F(Q_1 Q_2^1)} = - \frac{f_{0\lambda}^{(1)}(x_2) Z_0 + f_{1\gamma}^{(1)}(x_2) Z_1 + S(x, c_1) \beta_0 Z_0^{(1)}}{f_{0\gamma}^{(2)}(x_2) Z_0 + f_{1\gamma}^{(2)}(x_2) Z_1}. \quad (4.68)$$

где, как и прежде, Z_0, Z_1 – значения функций (4.22) при $x = x_2$, $Z_3^{(1)}$ – то же, при $x = x_2 - c_1$.

После определения x_2 величину Q_{1*} (или ΔQ_1) находим по формуле (4.63), в которой значения $\psi(x_{1*})$ и Q_1 берем из расчета затяжки 1-го болта.

Смещения точек стыка в зоне контакта линейно зависят от действующей нагрузки.

При дальнейшем увеличении усилия затяжки контакт будет распространяться на участок $x_2 > c_2$, в этом случае уравнение для определения контактных давлений примет вид ($Q_2 \geq Q_2'$):

$$q_2(x) = q_2(0)Z_0(x) + q_2^1(x) + S(x, c_1)\beta_0 Q_{1*} Z_3(x - c_1) + S(x, c_2)\beta_0 Q_2 Z_3(x - c_2). \quad (4.69)$$

Произвольные постоянные $q(0)$ и $q^1(0)$ определим из условий:

$$\text{при } x = x_2; M_i = 0; Q_i = 0. \quad (4.70)$$

Последнее равносильно соотношениям:

$$q_2^{11}(x_{2*}) = 0; q_2^{111}(x_{2*}) = 0. \quad (4.71)$$

С учетом этих равенств несложно получить:

$$q_2(0) = Q_1 f_{0\gamma}^{(1)}(x_{2*}) + Q_2 f_{0\gamma}^{(2)}(x_{2*}); \quad (4.72)$$

$$q_2^1(0) = Q_1 f_{1\gamma}^{(1)}(x_{2*}) + Q_2 f_{1\gamma}^{(2)}(x_{2*}), \quad (4.73)$$

где

$$f_{1\gamma}^{(1)}(x_{2*}) = \frac{Z_2(Z_1^{(j)} - \gamma_0 Z_2^{(j)}) - (Z_1 - \gamma_0 Z_3)(Z_1^{(j)} - \gamma_0 Z_3^{(j)})}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z_3)}; \quad (4.74)$$

$$f_{0\gamma}^{(1)}(x_{2*}) = \frac{Z_2(Z_1^{(j)} - \gamma_0 Z_3^{(j)}) - Z_3(Z_0^{(j)} - \gamma_0 Z_2^{(j)})}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z_3)}; \quad (4.75)$$

где j – номер болта, $j = 1, 2$; $Z_0 \dots Z_3$ – значения нормальных фундаментальных функций при $x = x_{2*}$; $Z_0^{(1)} \dots Z_3^{(1)}$ – то же, при $x = x_{2*} - c_1$.

Подставляя эти равенства в уравнение (4.69), получим:

$$q_2(x) = Q_{1*} \left| f_{0\gamma}^{(1)}(x_{2*}) Z_0(x) + f_{1\gamma}^{(1)}(x_{2*}) Z_1(x) + S(x, c_1) \beta_0 Z_3(x - c_1) \right| + Q_2 \left| f_{0\gamma}^{(2)}(x_{2*}) Z_0(x) + f_{1\gamma}^{(2)}(x_{2*}) Z_1(x) + S(x, c_2) \beta_0 Z_3(x - c_2) \right|. \quad (4.76)$$

Это уравнение позволяет при известных усилиях и абсциссе x_{2*} определить контактные давления в каждой точке стыка.

Для исключения из уравнения (4.76) неизвестного остаточного усилия Q_{1*} используем условие совместности перемещений головки и гайки с фланцами в виде (4.61).

Учитывая также, что при $x = c_1$

$$q_2(c_1) = Q_{1*}\psi_1(x_{2*}) + Q_2\psi_2(x_{2*}), \quad (4.77)$$

где по аналогии с (4.64)

$$\psi_1(x_{2*}) = f_{0\gamma}^{(1)}(x_{2*})Z_0(c_1) + f_{1\gamma}^{(1)}(x_{2*})Z_1(c_1); \quad (4.78)$$

$$\psi_2(x_{2*}) = f_{0\gamma}^{(2)}(x_{2*})Z_0(c_1) + f_{1\gamma}^{(2)}(x_{2*})Z_1(c_1); \quad (4.79)$$

получим:

$$Q_{1*} = \frac{\left[\psi_1(x_{1*}) + \frac{\lambda_\sigma}{\lambda} \right] Q_1 - \psi_2(x_{2*}) Q_2}{\frac{\lambda_\sigma}{\lambda} + \psi_1(x_{2*})}. \quad (4.80)$$

Соотношение (4.80) по структуре совпадает с равенством (4.63), полученным при малых значениях усилия во 2-м болте, когда между 1-м и 2-м болтами имеется разрыв в контакте.

Это соотношение отражает «историю» нагружения соединения (начальную затяжку 1-го болта) и взаимное влияние второго болта на усилие в 1-м болте.

Зависимость (4.80) можно записать в виде:

$$Q_{1*} = F_{11}Q_1 - F_{12}Q_2, \quad (4.81)$$

где F_{1i} – коэффициент, учитывающий влияние усилия предварительной затяжки 1-го болта на величину остаточного усилия в нем:

$$F(x_{1*}) = \frac{\frac{\lambda_0}{\lambda} + \varphi_1(x_{1*})}{\frac{\lambda_0}{\lambda} + \varphi_1(x_{2*})}; \quad (4.82)$$

F_{12} – коэффициент, учитывающий влияние затяжки 2-го болта на величину остаточного усилия в 1-м болте:

$$F_{i2}(x_{2*}) = \frac{\varphi_2(x_{2*})}{\frac{\lambda_0}{\lambda} + \varphi_2(x_{2*})}. \quad (4.83)$$

Для определения абсциссы x_{2*} здесь, как и прежде, используется условие $q(x_{2*}) = 0$.

Последнее дает следующее уравнение для нахождения величины x_{2*} методом последовательных приближений:

$$\frac{Q_2}{F_{i2}Q_2 - F_{11}Q_1} = \frac{f_{0\gamma}^{(1)}(x_{2*})Z_0 + f_{1\gamma}^{(1)}(x_{2*})Z_1 + S(x, c_1)\beta_0 Z_3^{(1)}}{f_{0\gamma}^{(2)}(x_{2*})Z_0 + f_{1\gamma}^{(2)}(x_{2*})Z_1 + S(x, c_2)\beta_0 Z_3^{(2)}}, \quad (4.84)$$

где величины $f_{0\gamma}^{(1)}$ и $f_{0\gamma}^{(2)}$ находятся по формуле (4.74), а $f_{1\gamma}^{(1)}$ – по формуле (4.75).

Контактные давления в сечении на оси 2-го болта:

$$q_2(c_2) = Q_{1*}\varphi_{1*}(x_{2*}) + Q_2\varphi_{2*}(x_{2*}), \quad (4.85)$$

где $\varphi_{1*}(x_{2*}) = f_{0\gamma}^{(1)}(x_{2*})Z_0(c_2) + f_{1\gamma}^{(1)}(x_{2*})Z_1(c_2) + \beta_0 Z_3(c_2 - c_1)$;

$$\varphi_{2*}(x_{2*}) = f_{0\gamma}^{(2)}(x_{2*})Z_0(c_2) + f_{1\gamma}^{(2)}(x_{2*})Z_1(c_2).$$

Смещение стержней в этом сечении $\Delta_2(c_2) = \lambda q_2(c_2)$

Аналогично ведут расчет усилий при затяжке последующих болтов, а также при иной последовательности нагружения.

Рассмотренный расчет усилий отражает основной механический эффект при затяжке групповых болтовых соединений – взаимное влияние соседних болтов.

4.6 Групповая и комбинированная затяжка соединений

4.6.1 Групповая затяжка болтов

При групповой (одновременной) затяжке n болтов ($j = 1, 2, \dots, n$; j – номер болта) решение уравнения (4.18) будет иметь вид:

$$q(x) = q(0)Z_0(x) + q'(0)Z_1(x) + S(xc_1)\beta_0 Q_1 Z_3(x - c_1) + S(xc_2)\beta_0 Q_2 Z_3(x - c_2) + \dots + S(xc_n)\beta_0 Q_n Z_3(x - c_n), \quad (4.86)$$

где $S(x, c_j)$ – единичные функции;

$$q(0) = Q_1 f_{0\gamma}^{(1)} + Q_2 f_{0\gamma}^{(2)} + \dots + Q_n f_{0\gamma}^{(n)} = \sum_{j=1}^n Q_j f_{0\gamma}^{(j)}; \quad (4.87)$$

$$q'(0) = Q_1 f_{1\gamma}^{(1)} + Q_2 f_{1\gamma}^{(2)} + \dots + Q_n f_{1\gamma}^{(n)} = \sum_{j=1}^n Q_j f_{1\gamma}^{(j)},$$

где

$$f_{0\gamma}^{(j)} = \frac{Z_2(Z_0^{(j)} - \gamma_0 Z_2^{(j)}) - Z_3(Z_1^{(j)} - \gamma_0 Z_3^{(j)})}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z_3)};$$

$$f_{0\gamma}^{(j)} = \frac{Z_2(Z_0^{(j)} - \gamma_0 Z_2^{(j)}) - (Z_1 - \gamma_0 Z_3)(Z_1^{(j)} - \gamma_0 Z_3^{(j)})}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z_3)}.$$

В равенствах (4.87) и (4.88): j – номер болта; $Z_0..Z_3$ – значения нормальных фундаментальных функций при $x = x_n | x_n$ – координата сечения за n -м болтом, при которой $q(x_n) = 0$; $Z_0^{(j)}..Z_3^{(j)}$ – то же, при $x = x_n - c_j$.

4.6.2 Комбинированная затяжка соединений

Затяжку групповых соединений на практике часто производят в 2, реже 3–4 этапа. На 1-м этапе выполняют предварительную затяжку соединений на усилие $Q_n = (0,3 \div 0,6) Q_n$.

Такая затяжка может осуществляться для отдельных болтов (вручную) или группы болтов с помощью многошпиндельного автомата (машины) с контролем усилия по моменту затяжки.

На 2-м этапе обычно завершают затяжку путем последовательного «довинчивания» гаек вручную динамометрическими или предельными ключами.

Расчет усилий затяжки при такой сборке оказывается достаточно простым благодаря линейной зависимости перемещений контактирующих точек стыка от нагрузки, действующей на 2-м этапе.

Предположим, что в результате затяжки на 1-м этапе в каждом j -м болте ($j = 1, 2, \dots, n$) действует усилие предварительной затяжки $Q_{(1)j} = \alpha_j Q_0$ (где $\alpha = 0,3 \div 0,6$ – коэффициент предварительной затяжки; Q_0 – требуемое усилие затяжки), сжимающее соединяемые детали в сечении на оси этого болта на величину $\Delta_{(j)}(c_j)$.

При групповой затяжке болтов усилия $Q_{(1)j}$ и перемещения $\Delta_{(1)j}$ оказываются приблизительно одинаковыми во всех одиночных соединениях.

Положим, что на 2-м этапе в произвольной последовательности осуществлена дозатяжка соединений с заданными усилиями $Q_{(2)j} = (1 - \alpha_j) Q_0$. Тогда сопряженные контактирующие точки под гайкой (головкой болта) в сечениях «осей» болтов получают дополнительные перемещения:

$$\begin{aligned} \Delta_{(2)}(c_1) &= K_{11}Q_{(2)1} + K_{12}Q_{(2)2} + \dots + K_{1n}Q_{(2)n}; \\ \Delta_{(2)}(c_2) &= K_{21}Q_{(2)1} + K_{22}Q_{(2)2} + \dots + K_{2n}Q_{(2)n}; \\ \Delta_{(2)}(c_n) &= K_{n1}Q_{(2)1} + K_{n2}Q_{(2)2} + \dots + K_{nn}Q_{(2)n}, \end{aligned} \quad (4.89)$$

где K_{1i} – функция влияния, показывающая перемещение сопряженных точек контакта (сближение опорных торцов гайки и головки болта) на оси 1-го болта от силы $Q_{(2)1} = 1H$; K_{12}, \dots, K_{1n} – то же, при действии единичных сил соответственно на 2-й, ..., n -й болты. Аналогичный смысл имеют и другие функции влияния.

Если через $Q_{(2)}^*$, обозначить фактическое усилие дозатяжки соединений на 2-м этапе, то оно будет отличаться от заданного усилия затяжки $Q_{(2)j}$ за счет влияния остальных болтов.

После 2-го этапа затяжки в каждом болте будет действовать фактическое усилие

$$Q_{0j} = Q_{(1)j} + Q_{(2)j}^*. \quad (4.90)$$

Учитывая, что дополнительное смещение точек деталей в сечении j -го болта

$$\Delta_{(2)j} = K_{jj} Q_{(2)j}^*, \quad (4.91)$$

равенства (4.89) перепишем в виде:

$$\begin{aligned} Q_{(2)1}^{\bullet} &= Q_{(2)1} + K_{12}^{\bullet} Q_{(2)2} + \dots + K_{1n}^{\bullet} Q_{(2)n}; \\ Q_{(2)2}^{\bullet} &= K_{21}^{\bullet} Q_{(2)1} + Q_{(2)2} + \dots + K_{2n}^{\bullet} Q_{(2)n}; \\ Q_{(2)n}^{\bullet} &= K_{n1}^{\bullet} Q_{(2)1} + K_{n2}^{\bullet} Q_{(2)2} + \dots + Q_{(2)n}, \end{aligned} \quad (4.92)$$

или в матричной форме:

$$|K^{\bullet}| \{Q_{(2)}\} = \{Q_{(2)}^n\}, \quad (4.93)$$

где $|K^{\bullet}|$ – матрица относительных податливостей, а $(Q_{(2)})$ и $(Q_{(2)}^n)$ – векторы-столбцы соответственно заданных и неизвестных усилий в болтах:

$$|K^{\bullet}| = \begin{bmatrix} 1 & K_{12}^{\bullet} \dots K_{1n}^{\bullet} \\ K_{21}^{\bullet} & 1 \dots K_{2n}^{\bullet} \\ K_{n1}^{\bullet} & K_{n2}^{\bullet} \dots 1 \end{bmatrix}, \quad (4.94)$$

где K_{1j}^{\bullet} – относительные коэффициенты влияния: $K_{1j}^{\bullet} = K_{1j} / K_{11}$ (например, $K_{12}^{\bullet} = K_{12} / K_{11}$, $K_{n2}^{\bullet} = K_{n2} / K_{nn}$, $K_{11}^{\bullet} = 1$ и т. д.;

$$\{Q_{(2)}\}^m = \{Q_{(2)1} Q_{(2)2} \dots Q_{(2)n}\}, \quad \{Q_{(2)}^{\bullet}\}^m = \{Q_{(2)1}^{\bullet} Q_{(2)2}^{\bullet} \dots Q_{(2)n}^{\bullet}\}, \quad (4.95)$$

здесь индекс m показывает операцию транспонирования.

Система (4.92) позволяет найти неизвестные усилия $Q_{(2)}^*$ при заданных усилиях $Q_{(2)j}$.

Из соотношения (4.93) следует:

$$\{Q_{(2)j}\} = [K^*]^{-1} \{Q_{(2)j}^*\}, \quad (4.96)$$

где $[K^*]^{-1}$ – обращенная матрица относительных податливостей.

Полученная система может использоваться для расчета усилий затяжки болтов на 2-м этапе из условия $Q_{(2)j}^* = \text{idem}$, при котором «плоскостность» стыка фланцев будет наилучшей.

Существенная особенность такого расчета состоит в определении функции влияния. Для расчетного определения функций влияния в соединении на рис. 4.4 используем дифференциальное уравнение (4.18) с решением в виде:

$$\frac{1}{\lambda} K_{kj} = q_j(x_k) = q_j(0)Z_0(x_k) + q_j^1(0)Z_1(x_k) + S(xc_k)\beta_0 Z_0(x_k - c_j), \quad (4.97)$$

где K_{kj} – функция влияния, показывающая перемещение в k -м болте от единичной силы, приложенной в j -м болте ($j = 1, 2, \dots, n$, n – число болтов в соединении).

Если, например, единичная сила приложена в 1-м болте, то

$$\begin{aligned} \frac{1}{\lambda} K_{1j} &= q_1(c_j) = q_1(0)Z_0(c_j) + q_1^1(0)Z_1(c_j); \\ \frac{1}{\lambda} K_{12} &= q_1(c_2) = q_1(0)Z_0(c_2) + q_1^1(0)Z_1(c_2) + \beta_0 Z_3(c_2 - c_1); \\ \frac{1}{\lambda} K_{1n} &= q_1(c_n) = q_1(0)Z_0(c_n) + q_1^1(0)Z_1(c_n) + \beta_0 Z_3(c_n - c_1). \end{aligned} \quad (4.98)$$

Последовательно нагружая болты единичной силой и имея в виду, что $K_{jk} = K_{kj}$ несложно определить все требуемые функции влияния и произвести расчет усилий в болтах.

Экспериментальное определение функций влияния можно проводить путем затяжки с некоторым усилием одного из болтов и измерением удлинений во всех болтах. Отношения удлинений болтов к величине усилия затяжки составят значения функций влияния.

4.7 Общий метод расчета затяжки групповых соединений

Выше рассмотрен алгоритм расчета усилий затяжки групповых болтовых соединений. Этот алгоритм не изменяется при использовании в расчете моделей фланца в виде пластинки или оболочки, для которых известны дифференциальные уравнения, связывающие перемещения точек моделей с действующими силами.

Ниже разобран метод, который легко реализуется для любого типа моделей деталей. В основе его лежит общее интегральное представление смещения точек тела под действием сил [104]:

$$\omega_1(B) = \iint_F K_{jq}(x_B, y_B, xy) q(xy) dx dy + \sum_{j=1}^n \iint_{S_j} K_{jp}(x_B, y_B, xy) p(xy) dx dy. \quad (4.99)$$

где K_{iq} и K_{ip} – функции Грина для распределенных контактных давлений q и p , действующих соответственно на стыке фланцев и под гайкой (головкой болта). Функции показывают смещение точки B (рис. 4.7) с координатами x_B и y_B от действия заданного единичного усилия в точке с координатами x и y ; F и S_j , – поверхности контакта соответственно на стыке фланцев и под гайкой (головкой болта).

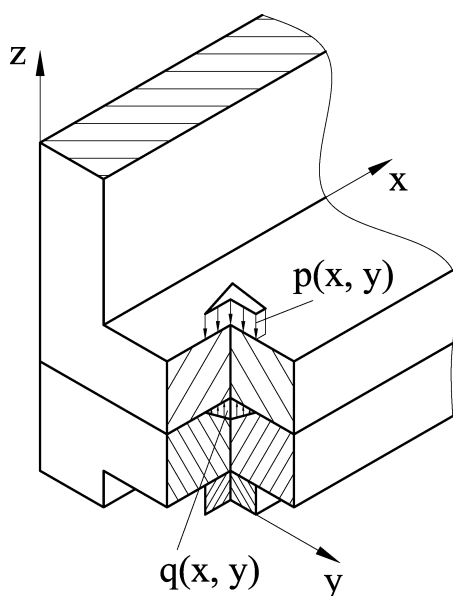


Рисунок 4.7 – К расчету перемещений фланца

Кинематическое условие контакта, как прежде, имеет вид:

$$\omega_1(B) - \omega_2(B) = 0. \quad (4.100)$$

Уравнение равновесия одного из фланцев при затяжке n болтов:

$$\iint_F q(xy) dx dy - \sum_{j=1}^n Q_j = 0, \quad (4.101)$$

где Q_j – остаточные усилия в болтах:

$$Q_j = Q_0 + N_j, \quad (4.102)$$

здесь Q_0 – номинальное усилие затяжки; N_j – дополнительное усилие в болте j от затяжки соседних болтов.

Связь усилия N_j с перемещением фланцев можно установить из условия совместности перемещений фланцев с торцами гайки и головки болта:

$$N_j = \frac{1}{\lambda_0} \left\{ \left[\omega_{1Q_j}(c) - \omega_{2Q_j}(c) \right] - \left[\omega_{1Q_{j+1}}(c) - \omega_{2Q_{j+1}}(c) \right] \right\}, \quad (4.103)$$

где $\omega_{iQ_j}(c)$ – смещение точки C (см. рис. 4.7) наружной поверхности 1-го фланца после затяжки j -го болта;

$\omega_{iQ_{j+1}}(c)$ – то же, после затяжки $(j+1)$ -го болта;

λ_0 – осевая податливость болта.

Приведенные уравнения с учетом краевых условий образуют систему позволяющую решить поставленную задачу о нахождении усилий в болтах по мере их затяжки.

В общем случае получить замкнутое решение системы интегральных уравнений не удастся. При численной реализации удобно использовать дискретные функции влияния, значения которых можно получить, используя один из методов численного решения задач теории упругости. Предположим, что функция влияния $K_{(iq)Bg}$ и $K_{(ip)Bl}$ усилий, приложенных в точках с номерами g и l , определены соответственно для m и k точек. Тогда уравнение (4.99) можно записать следующим образом:

$$\omega_i(B) = \omega_{iB} = \sum_{g=1}^m K_{(iq)Bg} Q_{(q)g} + \sum_{j=1}^n \sum_{l=1}^k K_{(ip)Bl} Q_{(p)l}; \quad (4.104)$$

здесь $Q_{(q)g}$ – усилие в g -й точке контакта, эквивалентное контактным давлениям вблизи этой точки; $Q_{(p)l}$ – то же, для давлений под гайкой (головкой болта).

Подставляя это равенство в условие совместности перемещений, получим уравнение:

$$\sum_{g=1}^m G_{(q)Bg} Q_{(q)g} + \sum_{j=1}^n \sum_{l=1}^k G_{(p)Bl} Q_{(p)l} = 0, \quad (4.105)$$

которое может быть записано для любой пары сопряженных точек в контакте.

Уравнение (4.105) физически соответствует дискретному контакту в конечном числе точек g ($g = 1, 2, \dots, m$). В нем приняты следующие обозначения:

$$G_{(q)Bg} = K_{(1q)Bg} - K_{(2q)Bg}; \quad G_{pBl} = K_{(1p)Bl} - K_{(2p)Bl}.$$

Уравнение равновесия одного из фланцев имеет вид:

$$\sum_{g=1}^m Q_{(q)g} - \sum_{j=1}^n \sum_{l=1}^k Q_{(p)l} = 0. \quad (4.106)$$

Решение задачи по уравнениям (4.105), (4.106) и краевым условиям проводим в несколько этапов по схеме, описанной ниже.

На 1-м этапе решаем задачу об определении эквивалентных усилий $Q_{1(q)g}$ в узлах стыка от усилия затяжки 1-го болта Q_1 . При этом сначала полагаем, что контакт осуществляется во всех точках стыка фланцев, а затем методом последовательных приближений с заданной погрешностью определяем (с учетом краевых условий) истинные значения $Q_{1(q)g}$ ($g = 1, 2, \dots, m$).

На 2-м этапе по найденным значениям $Q_{1(q)g}$ находим перемещения точек C_{11} и C_{12} , лежащих на оси 1-го болта под гайкой и головкой (первый индекс показывает, номер болта, второй – номер фланца):

$$\omega_{iQ_1}(c) = \sum_{g=1}^m K_{(iq)Cg} Q_{1(q)g} + \sum_{l=1}^m K_{(ip)}^{(11)} Gl Q_{1(p)l}, \quad (4.107)$$

индексы точек C здесь опущены. Функция влияния $K_{jp}^{(11)}$, имеет верхний индекс, содержащий две цифры: первая из них показывает номер действующей единичной силы, вторая – номер болта. В данном случае функция влияния показывает перемещение точки C на оси 1-го болта под действием единичной силы, также приложенной к 1-му болту. На 3-м этапе по уравнениям (4.105) и (4.106) методом последовательных приближений с учетом краевых условий находим эквивалентные усилия $Q_{2(q)g}$ от контактных давлений после затяжки 2-го болта. Неизвестное усилие N_1 исключаем из этих уравнений с помощью равенства (4.103), в котором перемещения принимаем из расчета на 2-м этапе, а

$$\omega_{iQ_2}(C) = \sum_{g=1}^m K_{(iq)Cg} Q_{2(q)g} = \sum_{l=1}^m K_{(ip)}^{(11)} \cdot Cl Q_{1(p)l} + \sum_{l=1}^m K_{(ip)}^{(21)} \cdot Cl Q_{2(ip)l}, \quad (4.108)$$

где функция $K_{(ip)ci}^{(21)}$ дает перемещения точки C на оси 1-го болта от единичной силы, действующей на оси 2-го болта; Q_{1*} - статочное усилие в 1-м болте:

$$Q_1 = Q_1 = N_1; \quad (4.109)$$

Q_2 – усилие затяжки 2-го болта.

Силу N_1 исключаем из равенства (4.109) также с помощью зависимости (4.103).

На 4-м этапе, после определения контактных давлений на стыке, находим дополнительное усилие:

$$N_1 = \sum_{g=1}^m Q_{2(q)g} - Q_1 - Q_2. \quad (4.110)$$

После затяжки 3-го болта четырехэтапный расчет по описанной выше схеме повторяют до завершения затяжки всех болтов.

4.8 Расчет соединений методом конечных элементов

Классические модели тел (стержень, пластинка, оболочка) позволяют получать замкнутые аналитические решения, облегчающие общий анализ работы соединений. Однако сложность учета в расчете податливости сопряженной с фланцем корпусной детали, а также известная приближенность таких расчетов ограничивают возможности их использования.

В последние годы в расчетах элементов конструкций широкое распространение получили различные численные методы, основанные на замене непрерывной модели тела ее дискретным аналогом.

Среди численных методов основным стал метод конечных элементов, для которого созданы стандартные программы расчета напряжений и деформаций в деталях под действием заданных сил. Основные сведения по использованию метода конечных элементов (МКЭ) в расчетах деталей приведены в работе [102].

Метод конечных элементов устанавливает связь между смещениями элементов (узлов) тела и действующими на него усилиями в матричной форме:

$$\{U\} = [K]^{-1} \{P\}, \quad (4.111)$$

где $\{U\}$ и $\{P\}$ – векторы-столбцы перемещений и внешних сил:

$$\{U\}^T = \{U_1 U_2 \dots U_N\}; \{P\}^T = \{P_1 P_2 \dots P_N\}, \quad (4.112)$$

здесь индексы показывают номера узлов тела; $|K|$ – матрица жесткости детали.

4.8.1 Расчет общим методом

Общий метод расчета затяжки, рассмотренный выше, достаточно просто реализуется при использовании метода конечных элементов, так как матрица податливости контактирующего тела равна обращенной матрице жесткости.

Вычисление функций влияния производится по обычной методике численного расчета напряжённого и деформированного состояний в телах при заданной внешней нагрузке (единичной силе) и краевых условиях. При этом автоматически учитываются реальная форма корпусной детали с фланцем и условия их взаимодействия.

Функции влияния находим из соотношения

$$|K_{jk}| = |K|^{-1} \{P_1\}, \quad (4.113)$$

где $\{P\}$ – вектор-столбец единичной нагрузки:

$$\{P_1^T\} = \{0 \dots 0 1 0 \dots 0\}, \quad (4.114)$$

здесь индекс t , как и ранее, показывает операцию транспортирования.

4.8.2 Расчет методом разъединения деталей

Зависимость (4.111) смещений точек тела от действующих сил позволяет получить решение контактной задачи по алгоритму, разобранным выше.

Рассмотрим прежний пример на рис. 4.4. Уравнение совместности перемещений при решении задачи методом конечных элементов имеет вид (4.100). В этом случае не требуется производить разделение деформаций на общие и местные, так как расчетная модель учитывает все виды деформаций.

Смещение точек контактирующих поверхностей, которое ранее устанавливалось уравнением (4.18) с решением в виде (4.20), в рассматриваемом случае находим из уравнения (4.111) следующим образом. Обозначим узлы тела i , находящегося в контакте, индексом ik ($j_{ik} = 1_{ik}, 2_{ik}, \dots, m_{ik}$, здесь m_{ik} число контактирующих узлов), а узлы, в которых действуют силы от гайки и головки болта, индексом iv ($j_{iv} = 1_{iv}, 2_{iv}, \dots, n_{iv}$, здесь n_{iv} – число узлов, нагруженных внешними силами затяжки).

Для простоты положим, что $m_{1k} = m_{2k} = m_k$. Обозначая контактное усилие в узле j_{ik} через Q_{1k} ($Q_{i1k} = Q_{i2k} = Q_{ik}$), а внешнее усилие в узле j_{ik} через $P_{j_{ik}}$ и, принимая во внимание, что лишь в узлах j_{ik} и j_{iv} , усилия не равны нулю, из уравнения (4.111) найдем уравнения для определения перемещений 1-го и 2-го тел относительно начала координат:

$$\{U_{j_{1k}}\} = |K_{j_{1k}}|^{-1} \{Q_{1k}\} + |K_{j_{1B}}|^{-1} \{P_{j_{1B}}\}; \quad (4.115)$$

$$\{U_{j_{2k}}\} = |K_{j_{2k}}|^{-1} \{Q_{1k}\} + |K_{j_{2B}}|^{-1} \{P_{j_{2B}}\}.$$

Соотношения (4.115) устанавливают зависимость смещений узлов тела от действующих усилий при решении контактных задач.

Последующий расчет затяжки оказывается сходным с расчетом, приведенным выше и основанным на последовательном решении контактных задач при затяжке первого и последующих болтов.

Усилия затяжки болтов в групповых соединениях можно определять расчетно-экспериментальным методом.

4.9 Влияние условий сборки на равномерность затяжки соединений

Затяжка болта вызывает неоднородную деформацию фланцев (концентрацию деформаций вблизи оси болта) и, как следствие, неравномерное распределение контактных давлений на стыке, а также раскрытие стыка (нарушение сплошности контакта). На рис. 4.8 показано распределение контактных давлений в продольном сечении (проходящем через ось болта) соединения (рис. 4.9) после затяжки болта. Расчет в пространственной постановке выполнен методом конечных элементов, разбивка соединения на тетраэдральные элементы показана на рис. 4.9.

Концентрация деформаций во фланце вблизи болта является одной из причин неравномерной затяжки стыка (нарушения его плоскостности).

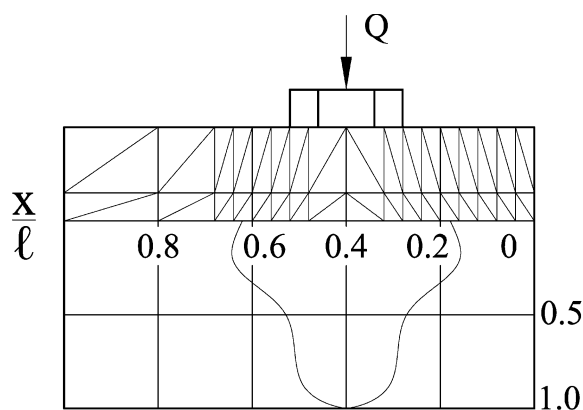


Рисунок 4.8 – Распределения контактных давлений в соединении при затяжке

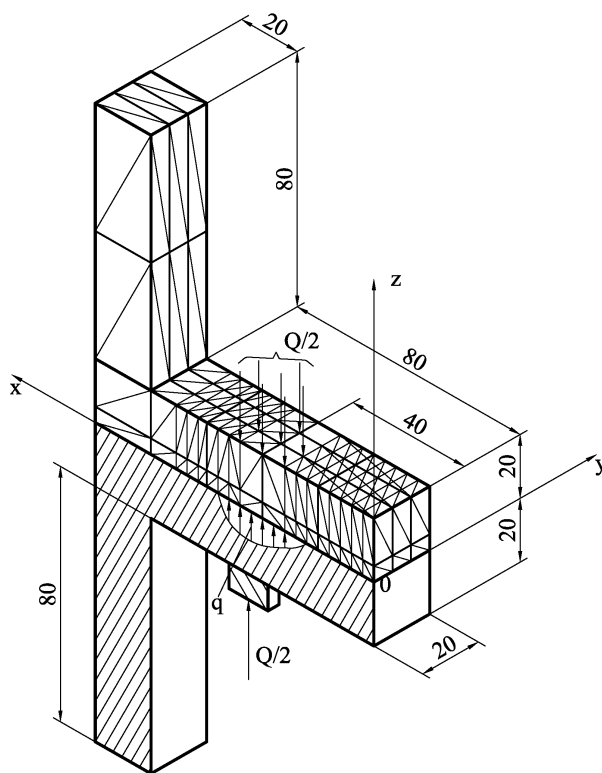
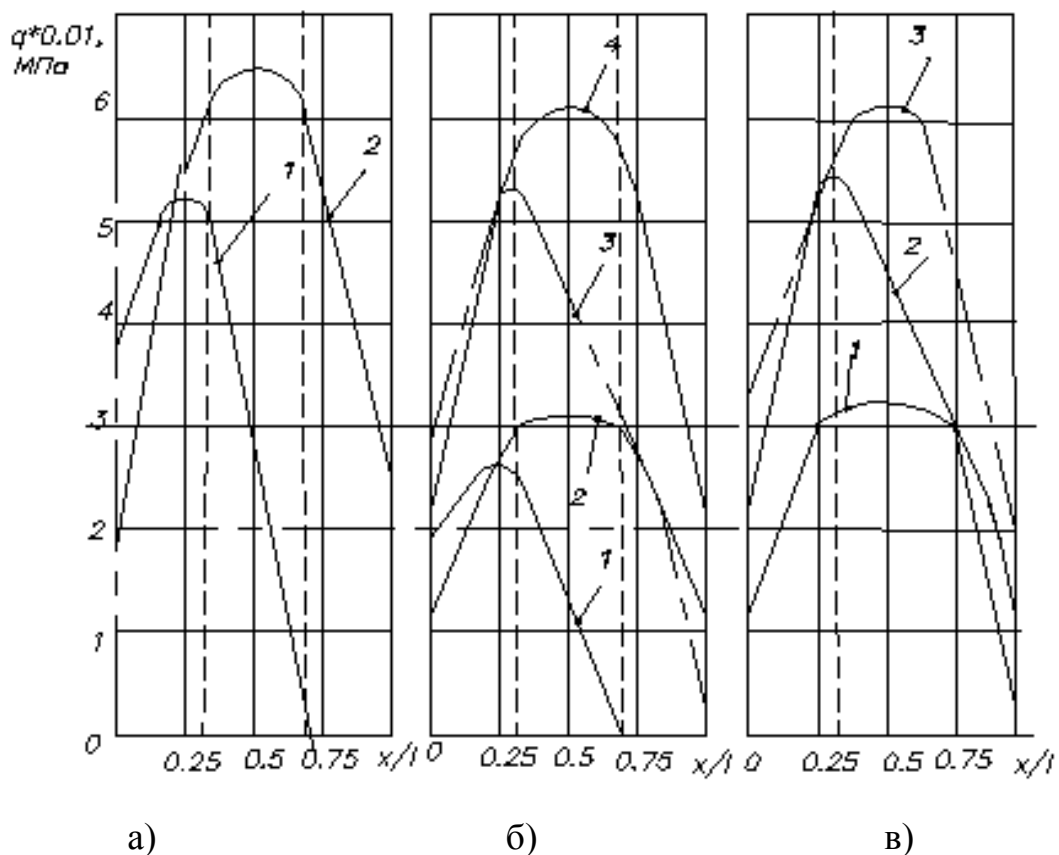


Рисунок 4.9 – Эскиз соединения и расчленения его на элементы

Другая причина неравномерности затяжки многоболтового стыка – взаимное влияние соседних болтов, обусловленное деформациями изгиба и сдвига фланцев. Эта причина вызывает многовариантность затяжки (круговую, перекрестную и т. д.). Однако прямая оценка эффективности отдельных вариантов затяжки на практике сопряжена с техническими, часто непреодолимыми трудностями измерения (контроля) формы стыковых поверхностей фланцев.

На примере расчета полосовых фланцев, стянутых двумя болтами, разберем типичные механические эффекты, возникающие при затяжке болтов. Результаты расчета по теории стержней приведены на рис. 4.10. Размеры (мм) соединения (см. рис. 4.4) следующие: $l = 100$; $c_1 = 35$, $c_2 = 85$; $f_1 = f_2 = 18$; болт с резьбой М10.



а – последовательной в один этап; б – последовательной в два этапа; в – комбинированной

Рисунок 4.10 – Распределение контактных давлений на стыке фланцев при затяжке

Анализ расчета показывает, что при затяжке 1-го болта на расчетное усилие $Q_1 = Q_2 = 32$ кН контактные давления концентрируются вблизи оси болта и $q_{\max} = 520$ МПа (кривая 1 на рис. 4.10 а). Неоднородная деформация фланцев приводит к разрыву контакта за осью 2-го болта при $x/t > 0,75$ (координаты осей болтов показаны вертикальными штриховыми линиями) и образованию зазора.

По мере затяжки 2 го болта происходит «закрытие» стыка и увеличение контактных давлений под этим болтом (кривая 2 на рис 4.10 а). Затяжка 2-го болта на $Q_2 = Q_0 = 32$ кН приводит к снижению усилия в 1-м болте до $Q_{1*} = 28$ кН.

На практике затяжку многоболтовых стыков часто производит в два этапа. На 1-м этапе болты (шпильки) последовательно затягивают на усилие $Q_{(1)0} = (0,4 \div 0,6) Q_0$. На 2-м этапе их в той же последовательности подтягивают до усилия, равного расчетному значению Q_0 .

Кривые на рис. 4.10 б показывают распределение контактных давлений на стыке по мере затяжки болтов. Кривая 1 здесь соответствует предварительной затяжке 1-го болта с усилием $Q_{(1)1} = 0,5Q_0$, а кривая 2 – последующей затяжке 2-го болта с усилием $Q_{(1)2} = 0,5Q_0$, приводящим к снижению усилия в 1-м болте на $0,05Q_0$. Подтяжка 1-го болта на 2-м этапе (кривая 3) дополнительно на $0,5Q_0$ снижает усилие во 2-м болте на $0,065Q_0$. И, наконец, подтяжка 2-го болта на $0,5Q_0$ (кривая 4), вновь снижая усилие в 1-м болте, приводит к установлению в болтах усилий $Q_1 = 28,56$ кН и $Q_2 = 29,98$ кН, которые ниже требуемого $Q_0 = 32$ кН. После двухэтапной затяжки болты оказываются затянутыми более равномерно, чем в результате затяжки за один этап.

Иногда все болты сначала затягивают многошпindelным гайковертом на $Q_{(j)} = (0,3 \div 0,5) Q_0$, а затем последовательно подтягивают ручным инструментом до усилия, равного требуемому значению Q_0 . Кривая 1 (рис 4.10 в) соответствует случаю одновременной затяжки двух болтов с усилием $Q_{(1)1} = Q_{(1)2} = 0,5Q_0$. При подтягивании 1-го болта до $Q_1 = Q_0 = 32$ кН (кривая 2) усилие во 2-м болте уменьшается до $Q_2 = 15,83$ кН. Поэтому последующая подтяжка 2-го болта на $0,5Q_0$ (кривая 3) приводит к $Q_2 = 29,8$ кН и $Q_1 = 29,7$ кН, устанавливая еще меньшее (в сравнении с одноэтапной последовательной затяжкой) рассеяние усилий затяжки в болтах.

Таким образом, можно отметить следующие закономерности:

1 Равномерность затяжки, оцениваемая характером распределения деформаций (контактных давлений) по стыку, зависит от конструкции (податливости) корпусных деталей (фланцев) и условий затяжки (числа этапов, порядка затяжки). Равенство усилий затяжки всех болтов может не обеспечить равномерности затяжки стыка.

2 Характер взаимного влияния усилий в болтах, оцениваемый изменением (повышением или уменьшением) усилия в одном болте при затяжке соседнего болта, зависит от изгибной податливости корпусных деталей (расстояния между осями болтов, толщины фланца и т. п.). Взаимное влияние соседних болтов оказывается линейным в условиях сплошного контакта стыков (например, после предварительной затяжки на 1-м этапе) и порядок затяжки болтов в таком случае (например, на 2-м этапе затяжки) не оказывает влияния на конечный результат затяжки.

3 Равномерность затяжки может быть повышена путем использования, вариантов поэтапной (двух-, трехэтапной) затяжки, а также многошпindelных гайковертов. Порядок затяжки болтов на первом этапе должен устанавливаться исходя из наименьшего взаимного влияния усилий в них.

На основании рассмотренных закономерностей деформирования стыков можно объяснить общие принципы построения на практике последовательности затяжки многоболтовых стыков.

1 Затяжку следует начинать с болтов, лежащих вблизи центральных осей стыков (осей, проходящих через центр тяжести стыка), удаляясь от центра к краям «по спирали» (рис 4.11 а) или в ином порядке, обоснованном расчетом или экспериментом (рис. 4.11 б).

2 Затяжку соединений целесообразно производить постепенно (поэтапно) за два-четыре обхода по спирали всех болтов (болтового контура).

3 Разборку соединений желательно выполнять в обратном порядке.

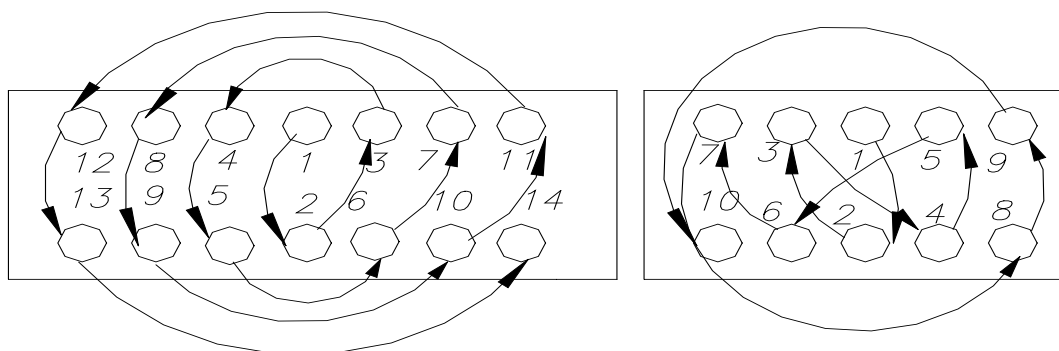


Рисунок 4.11 – Последовательность затяжки гаек

5 КОМПЛЕКСНЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕТОДА КОНТРОЛЯ МОМЕНТА ЗАТЯЖКИ ПО МАКСИМАЛЬНОМУ УГЛОВОМУ УСКОРЕНИЮ ГАЕЧНОГО КЛЮЧА ИЛИ ГАЙКИ

Анализ процесса затяжки и эксплуатации резьбовых соединений показала, что надежность их работы зависит от двух факторов: прочности самих деталей и величины предварительного усилия затяжки.

Выбор крепежных деталей, исходя из прочностных характеристик, не является сложным благодаря их широкой стандартизации. Значительно труднее определять усилие затяжки при сборке соединений ударно-импульсными гайковертами, так как нормативы затяжки не регламентируются.

Как уже отмечалось, наиболее простой, получивший широкое распространение в промышленности является метод контроля по моменту затяжки, однако в научно-технической литературе практически отсутствуют какие-либо данные об исследованиях, позволяющих оценить предложенный в данной работе путь реализации метода контроля момента при ударной затяжке резьбовых соединений.

Поэтому экспериментально исследования влияния различных факторов на соотношение между моментом затяжки и контролируемым параметром (угловым ускорением гаечного ключа) представляет практический и научный интерес.

Весь объем экспериментальных исследований можно условно разбить на несколько этапов:

1 – исследование динамических процессов при данном методе контроля момента затяжки резьбовых соединений;

2 – исследование факторов, влияющих на точность контролируемого параметра (углового ускорения гаечного ключа или гайки);

3 – исследование различных конструкций устройств, реализующих предложенный метод контроля момента при ударной затяжке резьбовых соединений.

С целью сокращения затрат времени при одновременном получении максимального объема информации об исследуемом процессе для проведения экспериментов был разработан и изготовлен специальный стенд для комплексных экспериментальных исследований.

5.1 Стенд для экспериментальных исследований

Для проведения первого и второго этапов экспериментальных исследований был создан специальный стенд (рис. 5.1), оснащенный измерительной и регистрирующей аппаратурой (рис. 5.2), включающей усилитель 8АНЧ и осциллограф Н-115.

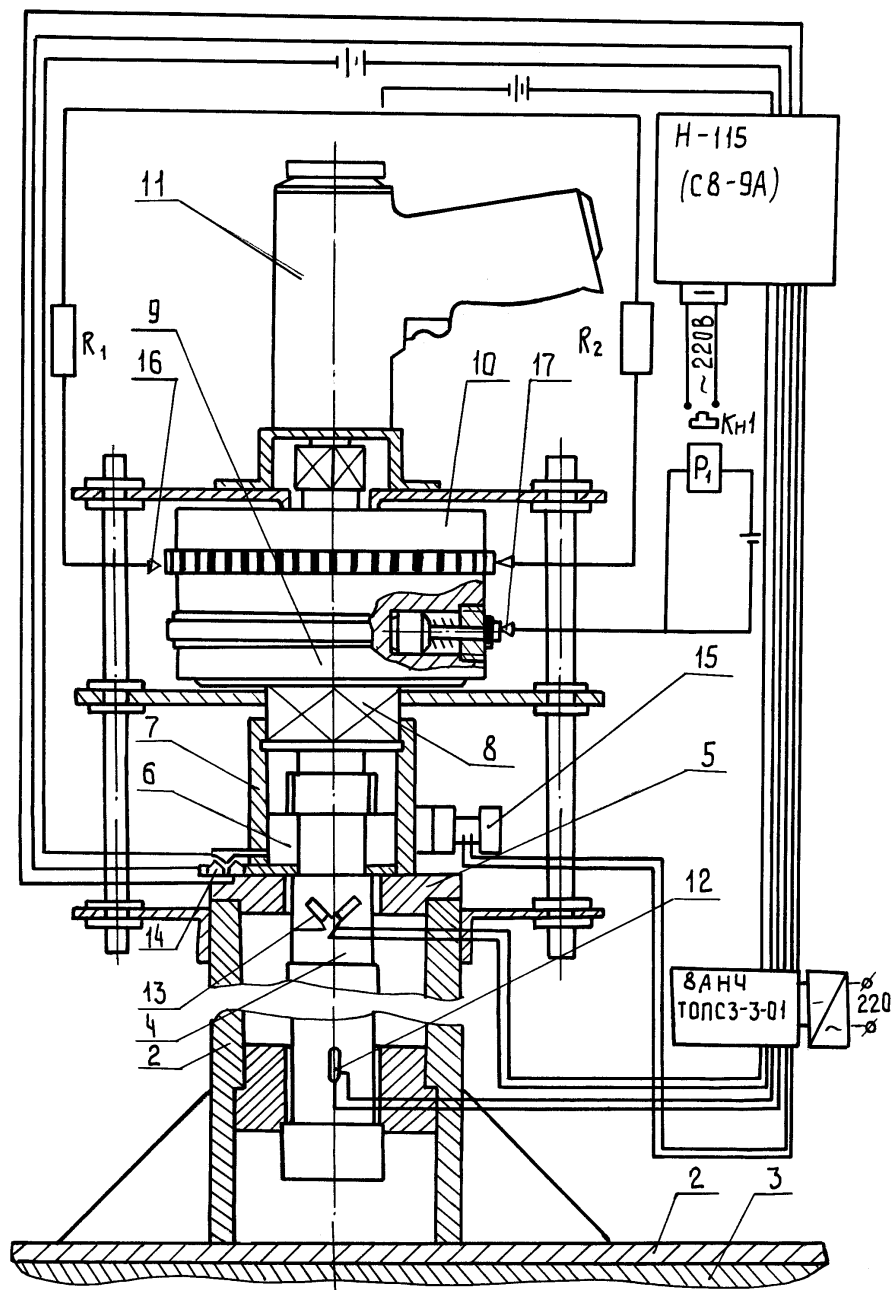


Рисунок 5.1 – Стенд для проведения комплексных экспериментальных исследований

Электрокинематическая схема стенда (рис. 5.1) состоит из разрезной стойки 1 с основанием 2, закрепленной на стендовой плите 3. В стойке 1 размещается резьбовое соединение 4 со сменным пакетом промежуточных деталей стыка 5. На гайке 6 установлен гаечный ключ 7, соединенный со шпинделем ударного механизма 9, ударник 10 кинематически связан с приводом 11. При этом стенд оснащен следующими датчиками: резьбовое соединение – тензодатчиками 12 и 13, фиксирующими осевое удлинение болта и его кручение, гайка 6 и гаечный ключ 7 контактным датчиком относительно перемещения 14, кроме этого на гаечном ключе 6 установлен тензометрический акселерометр 15, фиксирующий угловое ускорение ключа 6.

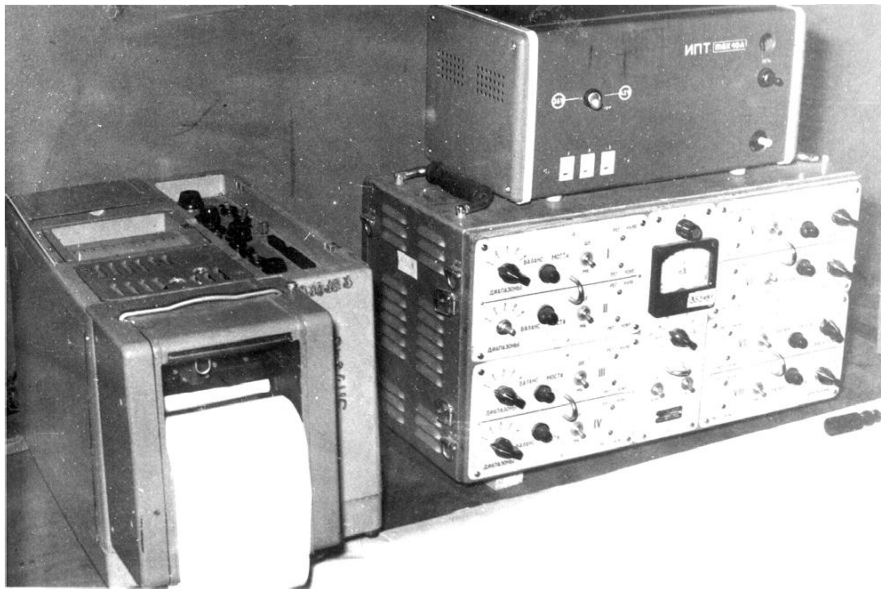


Рисунок 5.2 – Регистрирующая и измерительная аппаратура

На ударнике 9 размещены датчики 16, фиксирующие величину и характер изменения угловой скорости ударника 10 (рис. 5.3), и датчик 17, обеспечивающий включение регистрирующей аппаратуры в нужный момент времени.

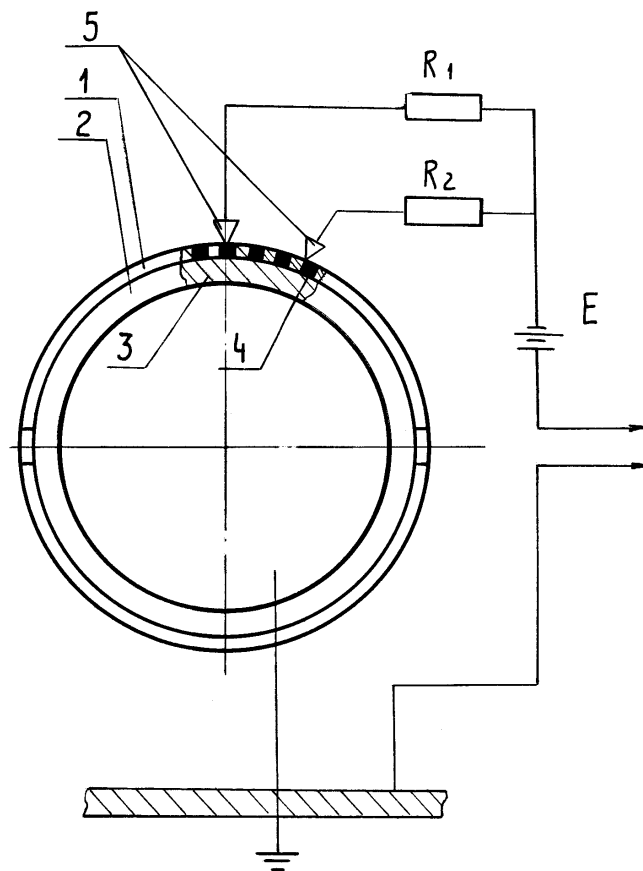


Рисунок.5.3 – Датчик измерения величины угловой скорости ударника и направления его вращения

Для исследования динамики движения элементов гайковерта (ударника и наковальни), а также гаечной насадки и гайки после удара стенд был оснащен специальными датчиками. Угловая скорость ударника и направление его вращения фиксировались при помощи контактного датчика, схематически изображенного на рис. 5.3.

Он представляет собой кольцо 1, жестко закрепленное на ударнике 2 и имеющее пазы 3 для заполнения диэлектриком 4. Токосъемные контакты 5 установлены таким образом, что один из них смещен на полтора шага относительно другого, а в электрическую цепь каждого из них включены резисторы R1 и R2, причем омическое сопротивление одного резистора вдвое больше другого. Такой датчик позволяет фиксировать не только абсолютную скорость и интенсивность изменения ее направления.

Для определения относительного перемещения гаечного ключа и гайки использовали датчик изображений (рис. 5.4).

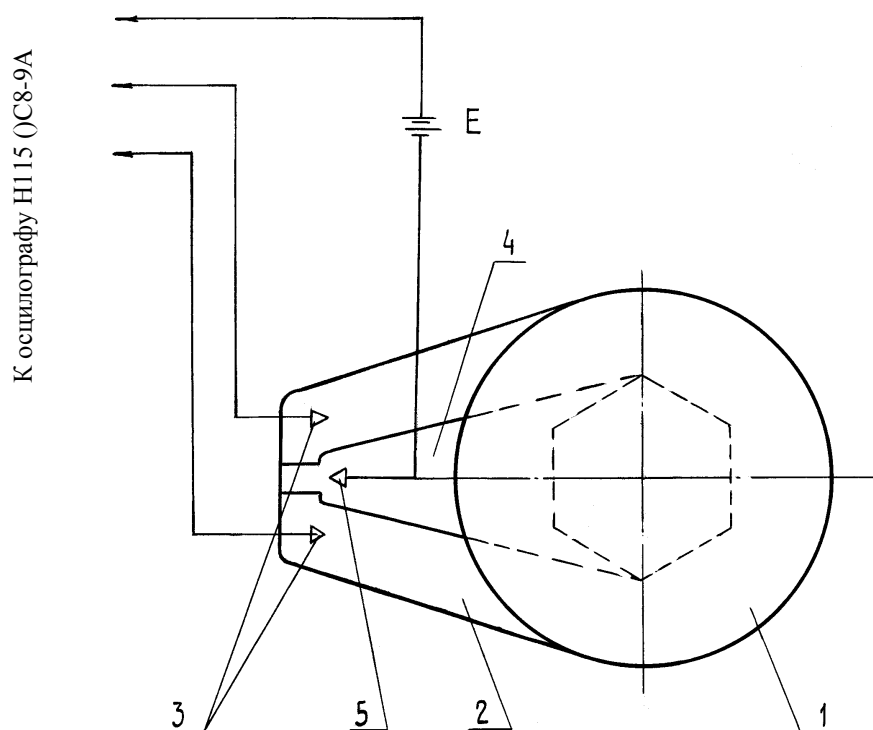


Рисунок 5.4 – Датчик определения относительного перемещения гаечного ключа и гайки

К гаечной насадке 1 жестко крепится планка 2 с токосъемными контактами 3, а к гайке крепится пластина 4 с токосъемным контактом 5. Зазоры между контактами выбирались такими, чтобы при выборе зазора между насадкой и гайкой в одну и другую сторону токосъемный контакт 5 замыкался с одним из контактов 3. В связи с тем, что фиксирование всех процессов, происходящих во время и после удара ударника гайковерта по наковальне, производилось при больших скоростях протяжки фотобумаги на осциллографе Н-115, то для включения механизма протяжки использовался датчик, приведенный на рис. 5.5. Ударное взаимодействие

ударника 1 с наковальней происходит после того, как ударник 1 достигнет определенной угловой скорости, которая задается при помощи центробежного регулятора. Шток 2 центробежного регулятора при достижении требуемой скорости, перемещается к периферии ударника 1 и замыкает электрическую цепь, состоящую из реле P_1 , источника тока E , токосъемника 3 контактирующего с электроприводным кольцом 4 жестко установленным при помощи диалектрика 5 на ударнике 1. При этом разделе P_1 включает механизм протяжки осциллографа и происходит ударное взаимодействие ударника гайковерта с наковальней.

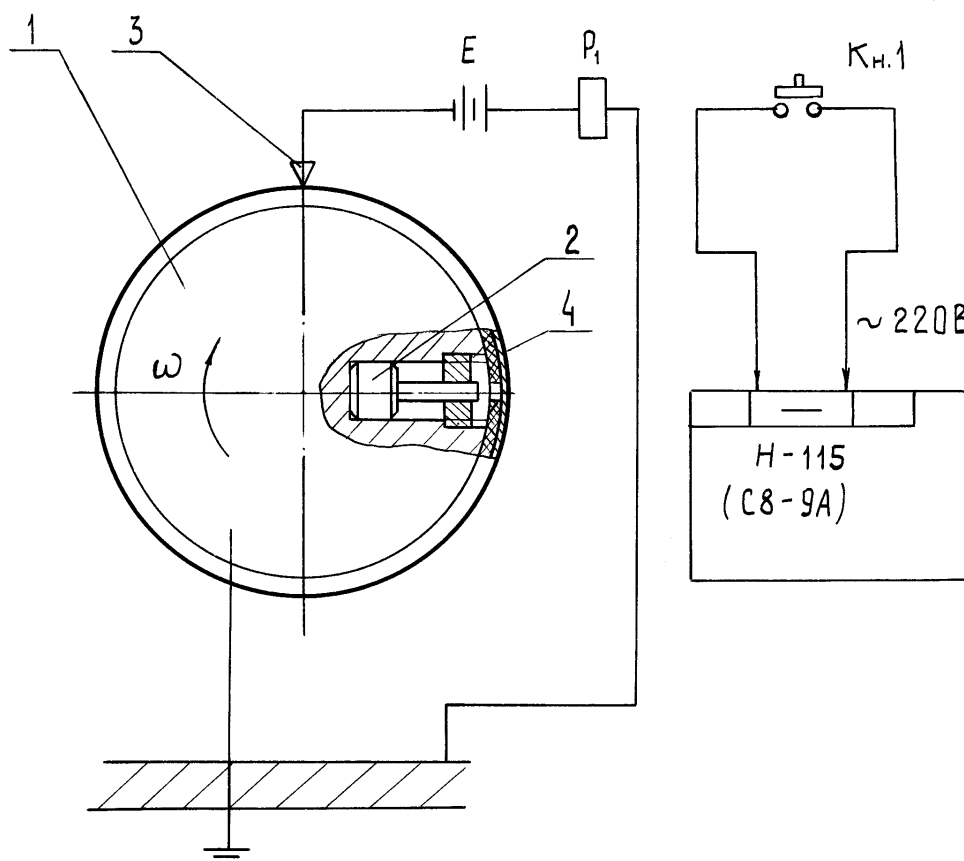


Рисунок 5.5 – Датчик включения механизма протяжки осциллографа

Исследованию подвергались реальные резьбовые соединения, представляющие собой болты, выполненные по ГОСТу 7305-70 с различными параметрами (табл. 5.1) и гайки по ГОСТу 5927-70. Количество резьбовых соединений было выбрано таким, чтобы была уверенность в устойчивости получаемых результатов измерений.

Точность контроля момента затяжки, приведенных в таблице 5.1 резьбовых соединений, при использовании контролирующих устройств, разработанных на основе предложенного метода, исследовались на стенде, изображенном на рис. 5.1.

Устройства для контроля были спроектированы на основании методики, предложенной в разделе 3.

Таблица 5.1

№ п/п	Диаметр болта (мм)	Шаг резьбы (мм)	Длина болта (мм)	Кол-во болтов в партии (мм)	Материал болтов
1	10	1,0	100	4	Сталь 20
2	10	1,5	100	4	45
3	10	1,5	120	4	45
4	12	1,5	120	3	20
5	12	1,75	120	3	45
6		1,75	150	2	20
7		1,75	150	2	45
8		1,75	150	3	45
9	14	1,75	120	3	45
10		2,0	150	3	45
11		2,0	150	3	45
17	20	1,5	200	4	20
18		2,5	200	4	20
19		1,5	250	4	45
20		2,5	250	3	45
21	20	2,5	300	4	20
22		2,5	300	5	45
23		2,0	300	4	40XH
24	24	1,5	200	3	20
25		2,0	200	3	45
26		2,5	250	4	20
27		2,5	250	4	45
28		2,5	300	4	40XH
29	30	1,5	300	3	20
30		2,0	300	3	45
31		3,5	300	3	20
32	30	2,0	250	4	20
33		2,0	250	4	45
34		2,0	250	4	40XH

Кроме этого, затяжка болтов производилась с помощью серийных гайковертов моделей ИЭ 3115БУ2; ИЭ 3121АУ2; ИЭ 3113; ИП 3106, оснащенных устройствами для контроля момента затяжки [93, 95, 98].

Для проведения этого этапа экспериментальных исследований разработан стенд, представленный на рис. 5.6. Он состоит из двух втулок 1 и 2, между которыми установлен сменный пакет шайб 3. На торце верхней втулке 2, под шайбой 4 установлен упорный шарикоподшипник 5, для стабилизации момента трения на торце под гайкой 6. На испытуемых болтах 7 наклеены тензодатчики кручения стержня в пазу стеновой плиты 8.

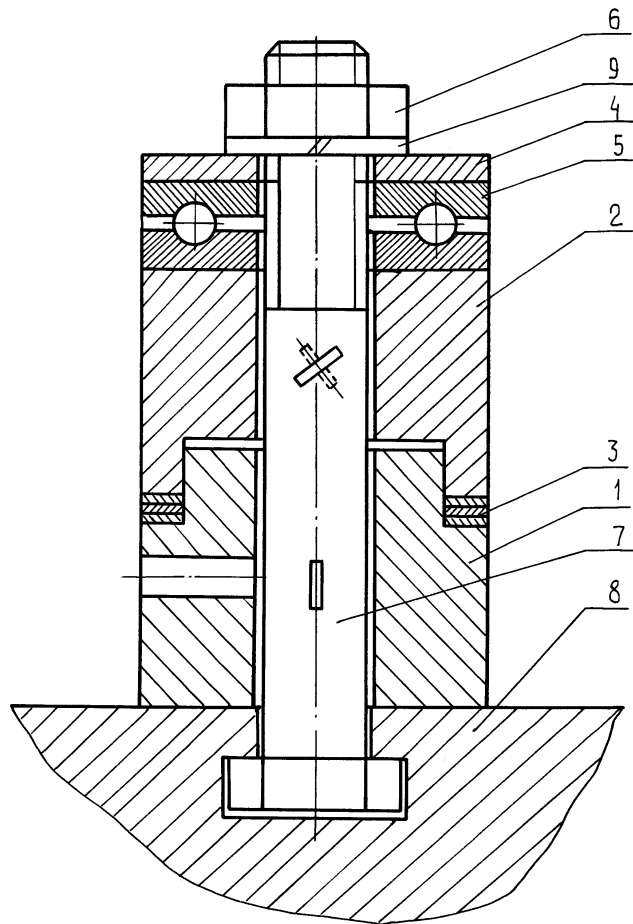


Рисунок 5.6 – Стенд для проведения третьего этапа экспериментальных исследований

Конструкции устройств для контроля момента затяжки приведены на рис. 5.7, а на рис. 5.8 изображена принципиальная электрическая схема электрического гайковерта ИЭ 3115Б, оснащенного электронной схемой со световыми сигнальными элементами.

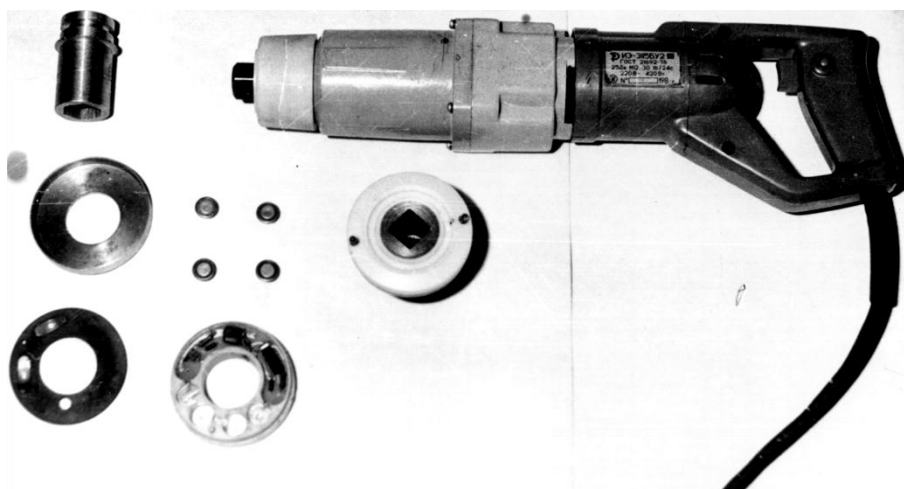


Рисунок 5.7 – Электрический гайковерт со световыми сигнальными элементами

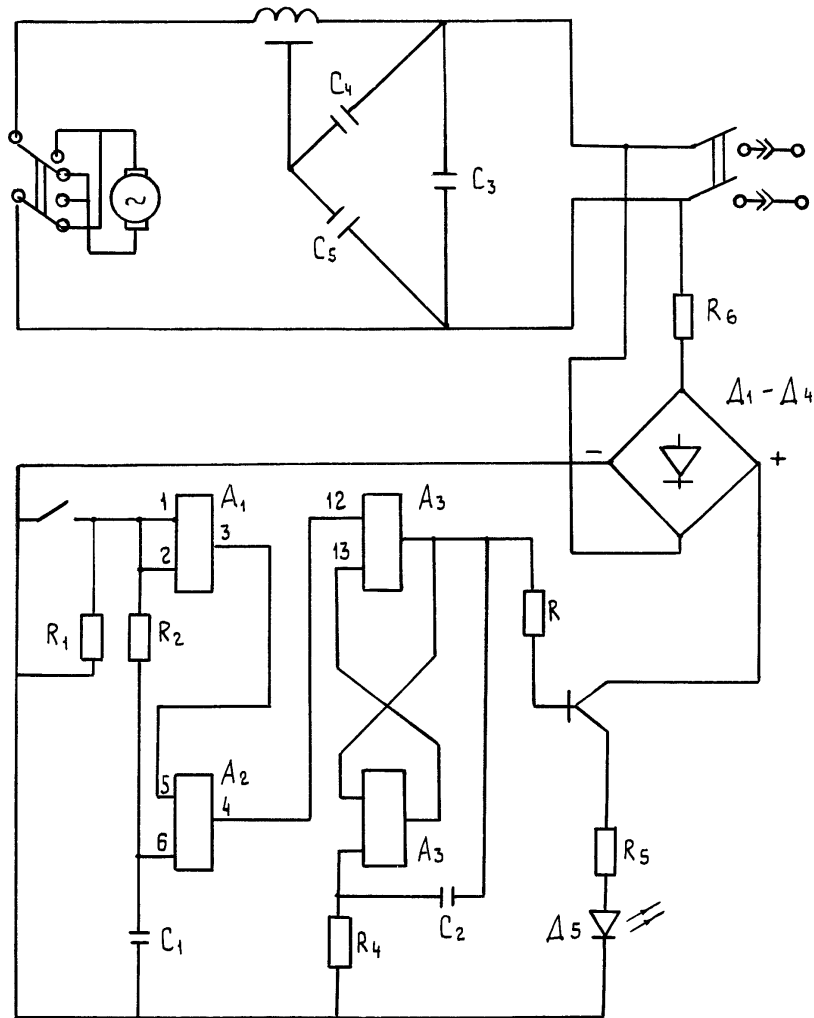


Рисунок 5.8 – Принципиальная электрическая схема гайковерта ИЭ 3115В оснащенного световыми сигнальными элементами

5.2 Исследование динамических процессов

Проведившиеся эксперименты показали, что в зависимости от параметров резьбового соединения, степени затяжки, энергии удара и других факторов возможны различные варианты движения элементов гайковертов после удара. На рис. 5.9 представлена схема с возможными вариантами.

Здесь C_b , C_k , C_n – крутильная жесткость, соответственно, болта, гаечного ключа и наковальни;

I_r, I_k, I_n, I_y – моменты инерции: гайки, гаечного ключа, наковальни и ударника;

$\delta_1, \delta_2, \delta_3$ – зазоры между: ударником и наковальней, наковальней и гаечным ключом, гаечным ключом и гайкой.

Одновременная запись на бумаге (УФ-10) шлейфового осциллографа (Н-115) динамики движения элементов гайковерта после удара представлена на рис. 5.10.

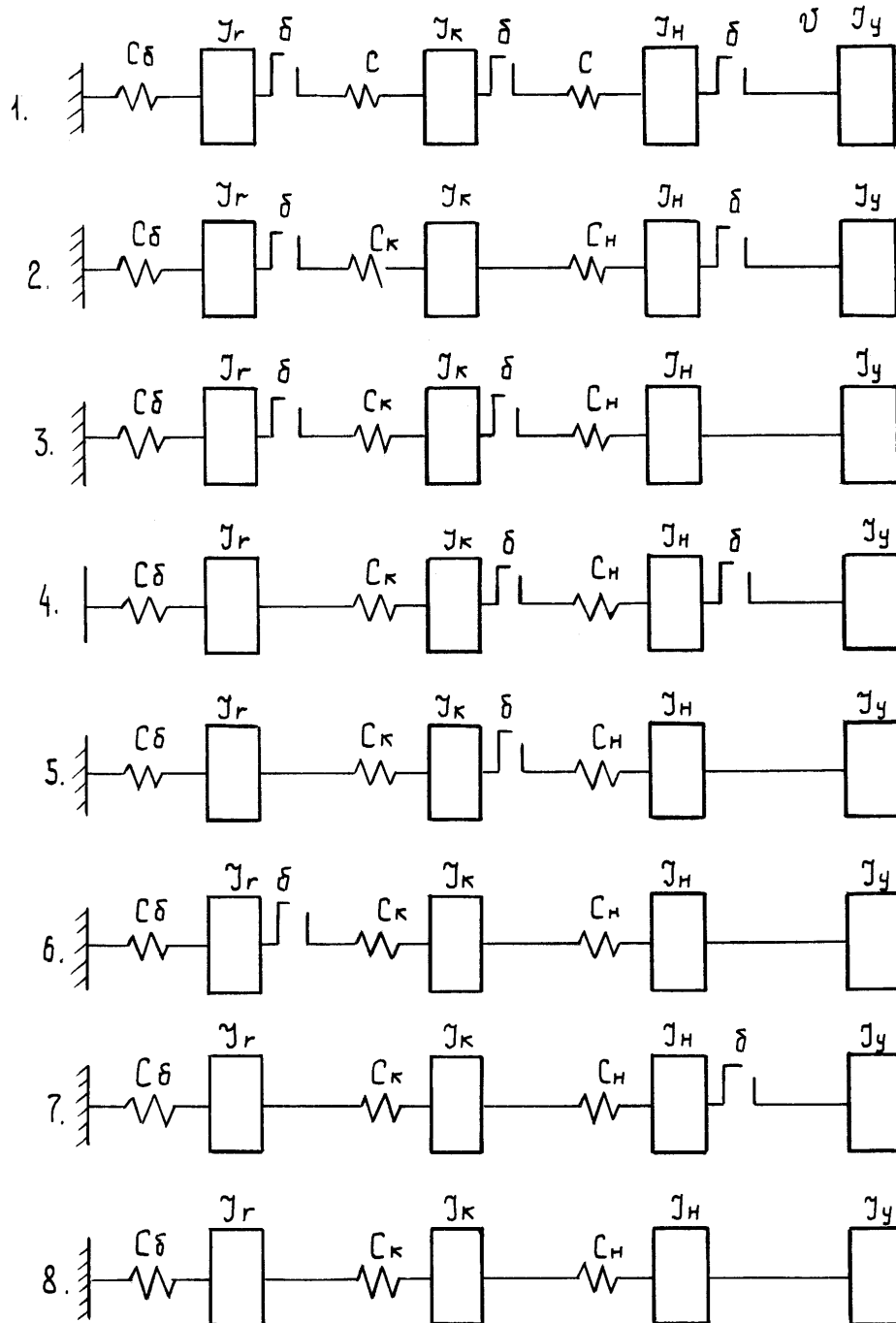
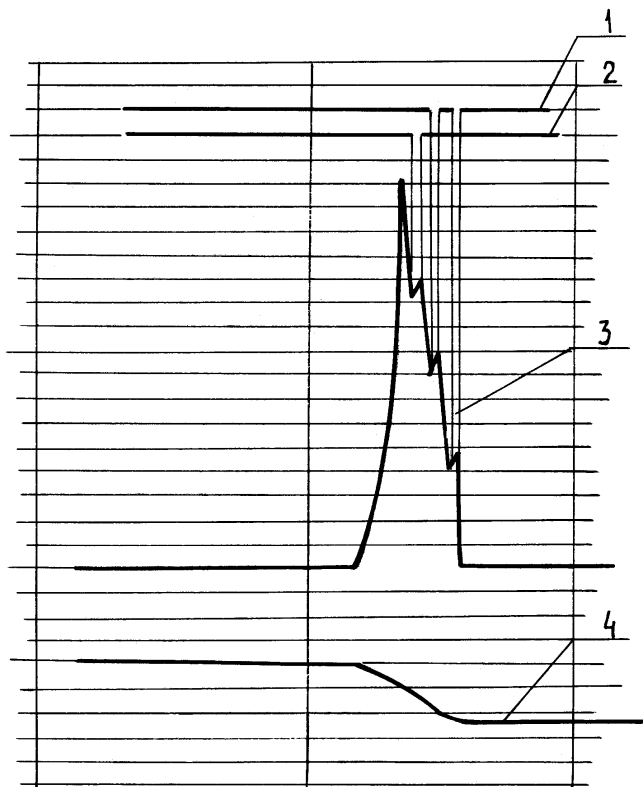


Рисунок 5.9 – Схемы движения элементов гайковерта после удара

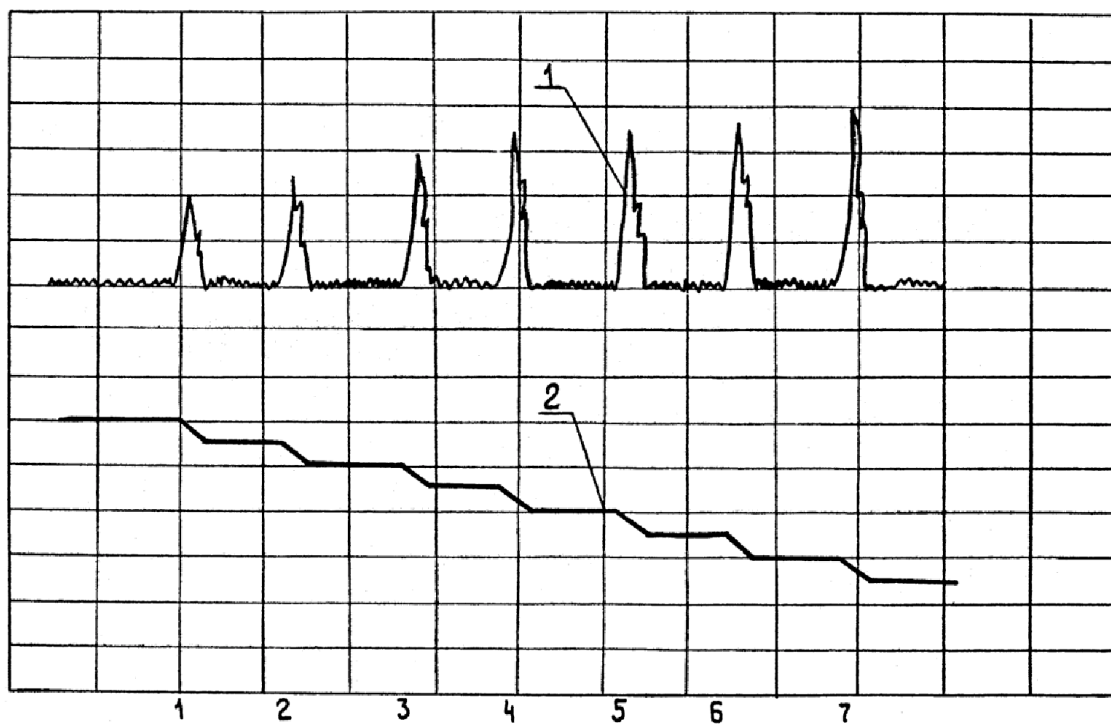
Анализ результатов экспериментальных исследований показал, что в момент времени, когда гайка приобретает максимальное угловое ускорение, ударник, наковальня, гаечный ключ и гайка движутся без зазоров (как одно целое), что соответствует схеме 8 на рис. 5.9. Это подтверждает зависимость 3.1

На рис. 5.11 представлена типовая осциллограмма затяжки болта.



1 – наличие контакта между ударником и наковальней; 2 – наличие контакта между ключом и гайкой; 3 – кривая, характеризующая изменение углового ускорения гаечного ключа; 4 – удлинение болта

Рисунок 5.10 – Типовая осциллограмма процесса затяжки болта № 52 (с резьбой М 30)



1 – показания тензометрического акселерометра; 2 – удлинение болта

Рисунок 5.11 – Типовая осциллограмма процесса затяжки болта

При проведении второго этапа исследований были экспериментально определены моменты инерции подвижных частей гайковертов (ИП 3106, ИЭ 3115 БУ2, ИЭ 3112, ИЭ 3113). Для этого выбирались соизмеримые по массе с измеряемыми частями гайковертов грузы с простой геометрической формой, которые легко поддаются расчету (например, втулка), взвешивались, после чего подвешивались на специальном крутильном маятнике (длина упругой нити маятника 2 м с диаметром 1,6 мм). Задавалась малая угловая амплитуда колебаний, фиксировалось время и число колебаний. После чего подвешивались поочередно подвижные части гайковертов и определялся период колебаний каждой части.

По отношению

$$I_{\text{эз}} = I_{\text{зр}} \left(\frac{T_{\text{зр}}^2}{T_{\text{эз}}^2} \right) \quad (5.1)$$

определялись моменты инерции подвижных элементов гайковерта.

Здесь $I_{\text{эз}}$ – момент инерции подвижного элемента гайковерта;

$I_{\text{зр}}$ – момент инерции тарированного груза;

$T_{\text{зр}}$ – период колебаний тарированного груза;

$T_{\text{эз}}$ – период колебаний подвижного элемента гайковерта.

Расхождение между теоретическими и экспериментальными определениями моментов инерции находится в пределах 0,5 %.

Моменты инерции подвижных частей испытываемых гайковертов представлены в таблице 5.2

Оснащение торцевых гаечных ключей устройствами для контроля момента затяжки неизбежно приводит к некоторому увеличению их момента инерции. В таблице 5.3 приведено увеличение момента инерции в процентном отношении к серийно-выпускаемым торцевым ключам для некоторых типов гайковертов.

С целью определения влияния изменения момента инерции торцевого гаечного ключа на интенсивность затяжки резьбовых соединений было проведено несколько серий затяжки для различных крепежных деталей с различными параметрами деталей стыка.

На графике (рис.5.12) представлены кривые интенсивности затяжки жесткого стыка и податливого, болтом М 16×1,5. Затяжка производилась электрическим гайковертом ИЭ 3115 БУ2, кривые 1 и 2 – затяжка с помощью обычного (серийно выпускаемого) торцевого ключа, а кривые 3 и 4 – с помощью устройства для контроля момента затяжки.

Как видно из графиков (рис. 5.12), незначительное увеличение момента инерции (1,2...2,5 %) торцевых гаечных ключей существенного влияния на интенсивность затяжки резьбовых соединений не оказывает.

Таблица 5.2

№ п/п	Наименование детали	Масса, кг	Момент инерции, кгм ²
Гайковерт ИП 3106			
1	Ударник	3,120	5,220 10 ⁻³
2	Наковальня	0,710	2,422 10 ⁻³
3	Гаечная головка S = 40	0,640	1,428 10 ⁻³
4	Гаечная головка с устройством для контроля момента затяжки S = 40	0,690	5,220 10 ⁻³
Гайковерт ИЭ 3115 БУ2			
1	Ударник	2,203	57,849 10 ⁻³
2	Наковальня	0,430	1,005 10 ⁻³
3	Гаечная головка S = 30	0,327	0,695 10 ⁻³
4	Гаечная головка с устройством для контроля момента затяжки S = 30	0,485	0,704 10 ⁻³
Гайковерт ИЭ 3112			
1	Ударник	1,805	38,426 10 ⁻³
2	Наковальня	0,380	0,950 10 ⁻³
3	Гаечная головка S = 24	0,245	0,610 10 ⁻³
4	Гаечная головка с устройством для контроля момента затяжки S = 24	0,386	0,686 10 ⁻³
Гайковерт ИЭ 3113			
1	Ударник	0,764	1,514 10 ⁻³
2	Наковальня	0,225	0,126 10 ⁻³
3	Гаечная головка S = 14	0,062	0,034 10 ⁻³
4	Гаечная головка с устройством для контроля момента затяжки S = 14	0,087	0,042 10 ⁻³

Таблица 5.3

ИП 3106	ИЭ 3115 БУ2	ИЭ 3112	ИЭ 3113	ИЭ 3122
2,5%	1,3%	1,2%	2,3%	2,2%

Для определения влияния жесткости промежуточных деталей стыка на точность контроля момента затяжки проводилась серия затяжек при помощи ударного гайковерта, оснащенного устройством для контроля момента, настроенного на определенное значение момента затяжки. При этом резьбовые крепежные детали (болт и гайка) использовались все время одни и те же, а жесткость промежуточных деталей стыка изменялась. После каждого удара измерялся угол поворота гайки и момент затяжки, данные измерений для болта М 16×2,5×180 приведены в таблице 5.4.

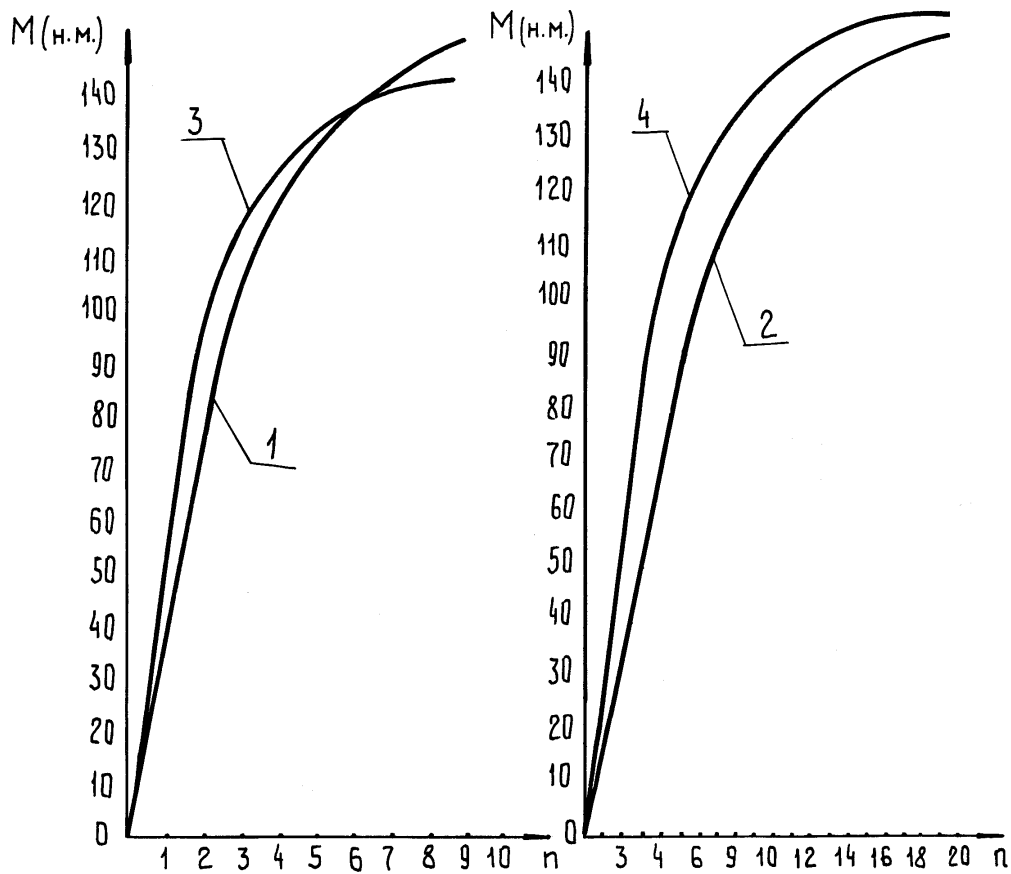


Рисунок 5.12 – Влияние изменения момента инерции гаечной насадки на интенсивность затяжки резьбовых соединений

Таблица 5.4

Кол-во ударов, шт.	Жесткий стык		Податливый стык	
	Момент затяжки, н.м	Угол поворота гайки, град.	Момент затяжки, н.м	Угол поворота гайки, град.
1	70,0	66	21,0	100
2	91,0	85	38,5	160
3	112,0	98	52,5	195
4	129,5	120	70,0	235
5	133,0	135	84,0	265
6	136,0	140	98,0	295
7	-	-	112,0	310
8	-	-	129,5	335
9	-	-	132,5	345
10	-	-	135,0	350
11	-	-	140,0	355

Анализ результатов эксперимента по определению влияния жесткости промежуточных деталей стыка на точность контроля момента затяжки подтверждают теоретические обоснования, приведенные в разделе 3, указывающие на точность контроля момента затяжки резьбовых соединений.

Для определения влияния параметров резьбовых крепежных деталей (диаметра, длины болта, шага резьбы и материалов болта) производилась серия затяжек, как жестких стыков, так и стыков с высокой относительной податливостью промежуточных деталей. В таблице 5.5 приведены результаты проведенного исследования, анализ которых позволит утверждать, что и параметры резьбовых крепежных деталей не оказывает влияния на точность контроля момента затяжки.

Таблица 5.5

Диаметр резьбы	Шаг резьбы, мм	Длина болта, мм	Материал болта	Момент затяжки, н.м	Относительная погрешность, %
16	1,5	150	Сталь 20	138	± 9,2
	1,5	150	Сталь 45	126	
	2,0	200	Сталь 20	135	
	2,0	220	Сталь 45	133	
	2,0	220	Сталь 40ХН	128	
20	1,5	200	Сталь 20	132	± 6,9
	2,5	200	Сталь 20	134	
	1,5	250	Сталь 45	127	
	2,5	250	Сталь 45	129	
20	2,5	300	Сталь 20	135	
	2,5	300	Сталь 45	136	
	2,0	300	Сталь 40ХН	130	
24	1,5	200	Сталь 20	134	± 6,2
	2,0	200	Сталь 45	132	
	2,5	250	Сталь 20	126	
	2,5	250	Сталь 45	130	
	2,5	300	Сталь 40ХН	131	

Проведенные испытания устройств для контроля момента затяжки резьбовых соединений позволяют утверждать, что метод положенный в основу разработанных конструкций является инвариантным по отношению к параметрам резьбовых соединений.

Приведенные выводы, а также тот факт, что область применения рассмотренного метода контроля момента затяжки значительно шире, чем используемых в настоящее время, свидетельствует о его перспективности.

5.3 Исследование конструкций устройств

При проведении третьего этапа исследований первоначально исследовалась партия одинаковых болтов, причем вследствие невозможности многократного повторения процесса затяжки (из-за возможных повреждений резьбы) вначале использовали часть болтов, а затем при продолжении эксперимента испытаниям подвергалась следующая выборка болтов и т. д.

Для исключения случайных значений получаемых моментов затяжки по рекомендациям [105] выбирались количества необходимых испытаний каждого болта

$$n = \frac{t^2 U^2}{K^2}, \quad (5.2)$$

где t – критерий Стьюдента;

U – коэффициент вариации (колеблемость знаний);

K – коэффициент, показывающий долю предельной ошибки от средней арифметической величины.

Коэффициент K определяют, согласно [106], из практических соображений ($K = 0,1 - 0,2$), U – принимаем ($0,1 - 0,3$), критерий Стьюдента $t = 2,45$ [107]. Таким образом, необходимое количество испытаний каждого болта должно составлять не менее 8 и не более 36 раз.

Каждый процесс затяжки осциллографировался, а после расшифровки осциллограмм судили о фактически достигнутых моментах и усилии затяжки.

Наклейка тензодатчиков растяжения и кручения болта выполнялась по рекомендациям [108], а их тарировка проводилась путем нагружения на прессах.

Максимальный тарировочный момент и максимальное тарировочное усилие определялись с учетом материала болта по формулам:

$$M = 0,07 G_T d^3; \quad (5.3)$$

$$Q = \frac{M}{0,2d}. \quad (5.4)$$

Результаты расчета указанных моментов и усилий приведены в таблице 5.6

Таблица 5.6

№ п/п	Диаметр резьбы, мм	Кол-во болтов	Усилие, Q10 ⁴ (Н)	Момент, М (НМ)
			максимальное	максимальный
1	10	12	1,1	30
2	12	13	1,6	50
3	14	12	2,1	100
4	16	18	2,9	150
5	20	28	4,8	250
6	24	18	7,0	350
7	30	21	10,0	500

5.4 Обработка результатов эксперимента

Значения усилий и моментов затяжки болтов, полученные в результате экспериментов, имеют определенный разброс и поэтому требуют оценки погрешностей измерений методами теории вероятностей и математической статистики.

При проведении экспериментальных исследований большое внимание уделялось устранению систематических погрешностей, а имеющиеся случайные погрешности измерений подчиняются распределению Стьюдента. Поэтому по заданной величине надежности P в ограниченном числе измерений n ($n = 26$) можно оценить величину погрешности результата измерения.

Относительную погрешность результатов измерений определяли согласно [106, 109] в следующем порядке:

1 Вычисляем среднее значение по результатам измерений:

$$\bar{a} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i . \quad (5.5)$$

2 Определяем абсолютную погрешность отдельных измерений:

$$\Delta a_i = \bar{a} - a_i \quad (5.6)$$

и вычисляем квадраты погрешностей отдельных измерений $(\Delta a_i)^2$.

3 Среднюю квадратичную погрешность результата серии измерений определяем с помощью экспериментального стандарта:

$$\Delta S \bar{a} = \sqrt{\frac{i}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (a_i)^2} . \quad (5.7)$$

4 При выбранной степени надежности $3 = 0,95$ определяем значение коэффициента Стьюдента $t(P_n)$ из числа проведенных измерений n .

5 Определяем границы доверительного интервала (погрешность результата серии измерений):

$$\Delta a = t(P_n) \Delta S \bar{a} . \quad (5.8)$$

6 Относительная погрешность результата серии измерений определяется как

$$E = \frac{\Delta a}{a} 100\% . \quad (5.9)$$

Если значения одного, двух измерений из партии резко отличаются от остальных, то осуществляем проверку по критерию Граббса Ф. Е. , являются ли они истинными.

1 Вычисляем среднеквадратичную погрешность отдельного измерения:

$$\Delta S \bar{a} = \sqrt{\frac{i}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (\Delta a_i)^2}. \quad (5.10)$$

2 Определяем оценку подвергаемого сомнению результата:

$$t_c = \frac{a_c - \bar{a}}{\Delta S \bar{a}}. \quad (5.11)$$

3 Находим уровень значимости q (при $P = 0,95$):

$$q = (1 - P)100\% = 5\%. \quad (5.12)$$

4 При $q = 1$ по таблицам [109] для соответствующего числа измерений определяем оценку максимального по модулю отклонения результатов измерений (критерий Граббса):

$$t_2 = \frac{ma(a_1 - \bar{a})}{\Delta S \bar{a}}. \quad (5.13)$$

5 Если $t_c > t_2$, то a_c отбрасываем, а если $t_c \leq t_2$, то результат оставляем в серии и учитываем при определении E .

5.4.1 Программа статистической обработки результатов измерений

Процесс обработки измерений осуществлен с использованием ЭВМ. На рис. 5.13 приведена блок-схема алгоритма программы статистической обработки результатов.

5.5 Исследование точности метода контроля момента затяжки

При исследовании точности метода контроля момента затяжки учитывались всевозможные факторы, которые в той или иной степени могли оказать влияние на точность контроля.

Рассмотрим для примера обработку результатов затяжки болта № 31 (болт М 16×2Р из партии № 14 таблица 5.1). Устройство для контроля момента затяжки настраивалось на момент 120 н.м. Число испытаний равнялось 26. В таблице 5.7 приведены результаты расшифровки осциллограммы.

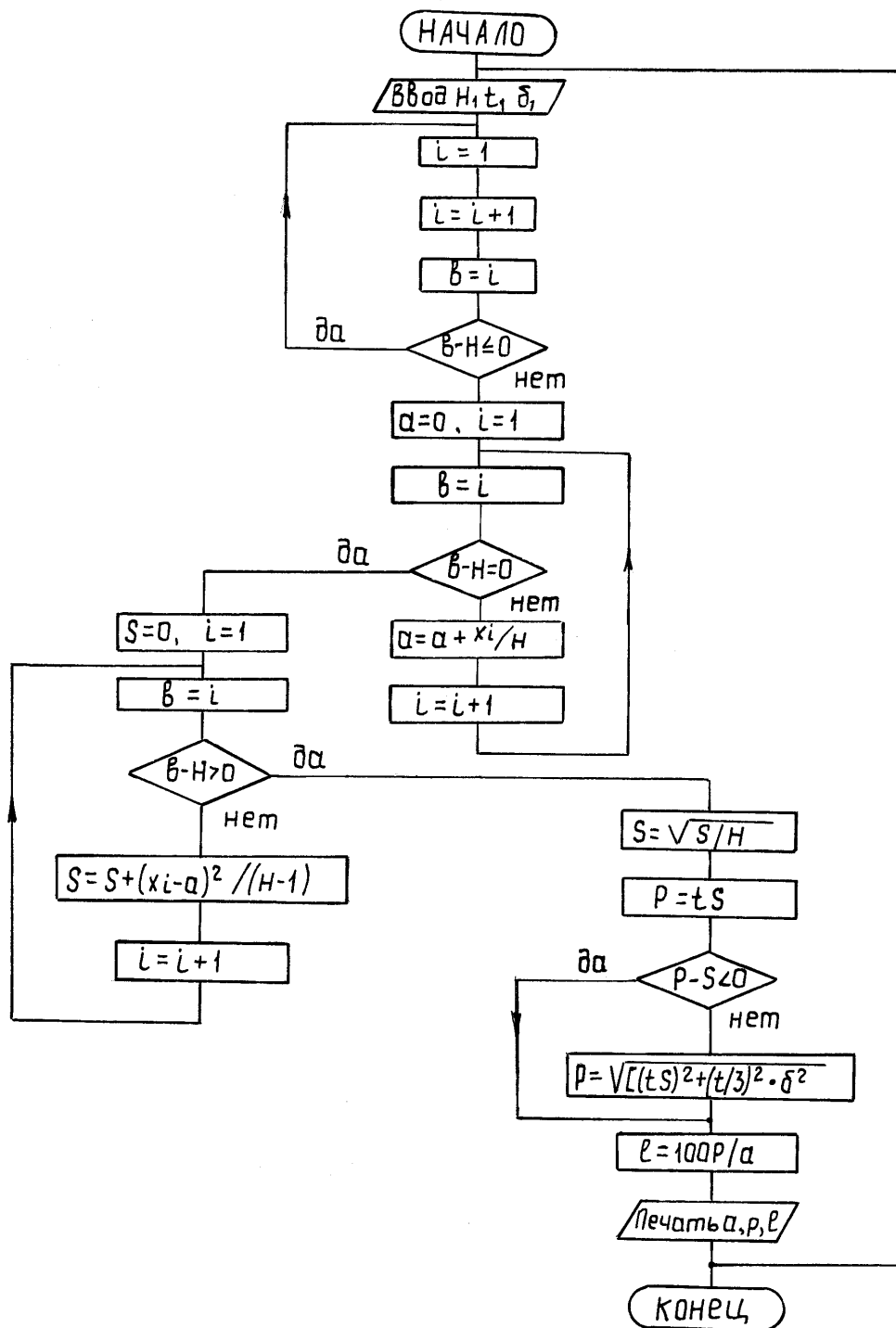


Рисунок 5.13 – Блок схема

Выбрав значение коэффициента Стьюдента

$$t = 2,48 \quad \text{при} \quad P = 0,98 \quad \text{и} \quad n = 26,$$

вычисляем экспериментальные стандарты, границы доверительных интервалов и относительную погрешность измерений. Вычисления производим с учетом данных, приведенных в таблице 5.8 для моментов на торце гайки и резьбе. Результаты вычислений приведены в таблице 5.9.

Таблица 5.7 – Результаты затяжки болта № 31

№ п/п	Усилие затяжки 10^4 Н			Момент затяжки М, нм		
	a_i	Δa_i	$(\Delta a_i)^2$	a_i	Δa_i	$(\Delta a_i)^2$
1	22,15	-1,324	1,7530	82,0	-11,42	130,4163
2	2,20	-1,302	1,6952	83,0	-10,06	101,2035
3	2,45	-1,186	1,4066	85,0	-8,66	74,9956
4	2,60	-1,042	1,0858	85,0	-7,66	58,6756
5	2,70	-0,856	0,7327	86,0	-6,28	39,4384
6	2,90	-0,628	0,3944	87,0	-5,16	26,6256
7	3,10	-0,542	0,2938	88,5	-4,44	19,7136
8	3,15	-0,405	0,1640	89,5	-4,26	18,1476
9	3,25	-0,322	0,1037	90,5	-3,78	14,2884
10	3,30	-0,255	0,0650	91,0	-3,26	10,6276
11	3,30	-0,186	0,0346	91,5	-2,96	8,7616
12	3,35	-0,088	0,0077	92,0	-2,32	5,3824
14	3,45	-0,030	0,0009	95,0	-0,68	0,4624
15	3,45	0,026	0,0007	97,0	-0,46	0,2116
16	3,50	0,078	0,0061	97,5	-0,22	0,0484
17	3,50	0,124	0,0154	100,0	1,16	1,3456
18	3,55	0,312	0,0973	100,5	2,88	8,2944
19	3,55	0,328	0,1076	102,0	3,64	13,2496
20	3,60	0,528	0,2788	103,5	4,22	17,8084
21	3,70	0,624	0,3894	105,0	5,54	30,6916
22	3,80	0,892	0,7957	106,0	7,86	61,7796
23	3,90	1,228	1,5080	108,5	8,44	71,2336
24	4,05	1,302	1,6952	110,0	9,98	99,6003
25	4,20	1,362	1,8550	113,5	13,82	190,9924
26	4,30	1,404	1,9712	117,0	15,36	235,9297
Сумма		0	16,4096	Сумма	0	1241,8282

Таблица 5.8 – Результаты затяжки болта № 31

№ п/п	Момент в резьбе M_p , нм			Момент на торце M_T , нм		
	a_i	Δa_i	$(\Delta a_i)^2$	a_i	Δa_i	$(\Delta a_i)^2$
1	22,0	-7,46	55,6516	38	-18,16	329,7852
2	23,5	-6,82	46,5124	43	-15,88	252,1744
3	24,5	-6,22	38,6884	48	-13,62	185,5044
4	26,0	-5,44	29,5936	50	-8,76	76,7376
5	27,5	-4,62	21,3444	53	-5,24	27,4576
6	27,5	-4,62	21,3444	54	-3,46	11,9716
7	29,0	-3,48	12,1104	56	-2,16	4,6656
8	30,0	-2,56	6,5536	58	-1,86	3,4596
9	30,0	-2,56	6,5536	58	-1,86	3,4596
10	31,5	-1,78	3,1684	58	-1,86	3,4596
11	32,0	0,96	0,9216	59	-1,54	2,3716
12	32,0	-0,44	0,1936	60	-1,24	1,5376
13	33,0	-0,26	0,0676	60	-1,24	1,5376
14	33,5	0,52	0,2704	60	-1,24	1,5376
15	34,0	0,52	0,2704	62	0,36	0,1296
16	34,5	0,88	0,7744	62	0,36	0,1296
17	35,0	1,96	3,8416	64	1,84	3,3856
18	35,0	1,96	3,8416	65	4,66	21,7156
19	35,0	1,96	3,8516	65	4,66	21,7156
20	36,0	2,48	6,1504	66	7,94	63,0436
21	36,0	2,48	6,1504	66	7,94	63,0436
22	36,0	2,48	6,1504	66	7,94	63,0436
23	36,5	5,82	33,8724	68	8,38	70,2244
24	37,0	7,86	61,7796	68	8,38	70,2244
25	38,0	8,44	71,2336	70	11,54	133,1716
26	39,5	9,86	97,2196	72	14,12	199,3744
Сумма		0	538,0998	Сумма	0	1614,8612

Таблица 5.9

Измеряемый параметр	Среднее значение	Экспериментальный стандарт	Абсолютная погрешность	Относительная погрешность
Осевое усилие, 10^4 Н	3,488	0,7124	0,368	$\pm 10,22\%$
Момент в резьбе M_p , н.м	98,46	8,642	6,288	$\pm 6,26\%$
Момент в торце M , н.м	32,88	4,282	2,181	$\pm 6,84\%$
Момент затяжки M , н.м	66,76	8,124	4,362	$\pm 7,24\%$

В результате проведенного расчета получаем, что момент затяжки с надежностью 0,98 окажется в доверительном интервале (112,54 – 123,28) н.м. Относительная погрешность устройства для контроля момента затяжки, при его настройке на момент 120 нм будет находиться в пределах (-6,216)% - (+2,73)%.

Для того чтобы представить плотность вероятностей случайных величин (моментов и усилий затяжки), строились для каждого случая гистограммы частот. Пример гистограммы приведен на рис. 5.14. При построении гистограммы деление на промежутки начиналось с середины, совпадающей с измеренным значением и расположением ближе всего к среднему арифметическому результату измерений.

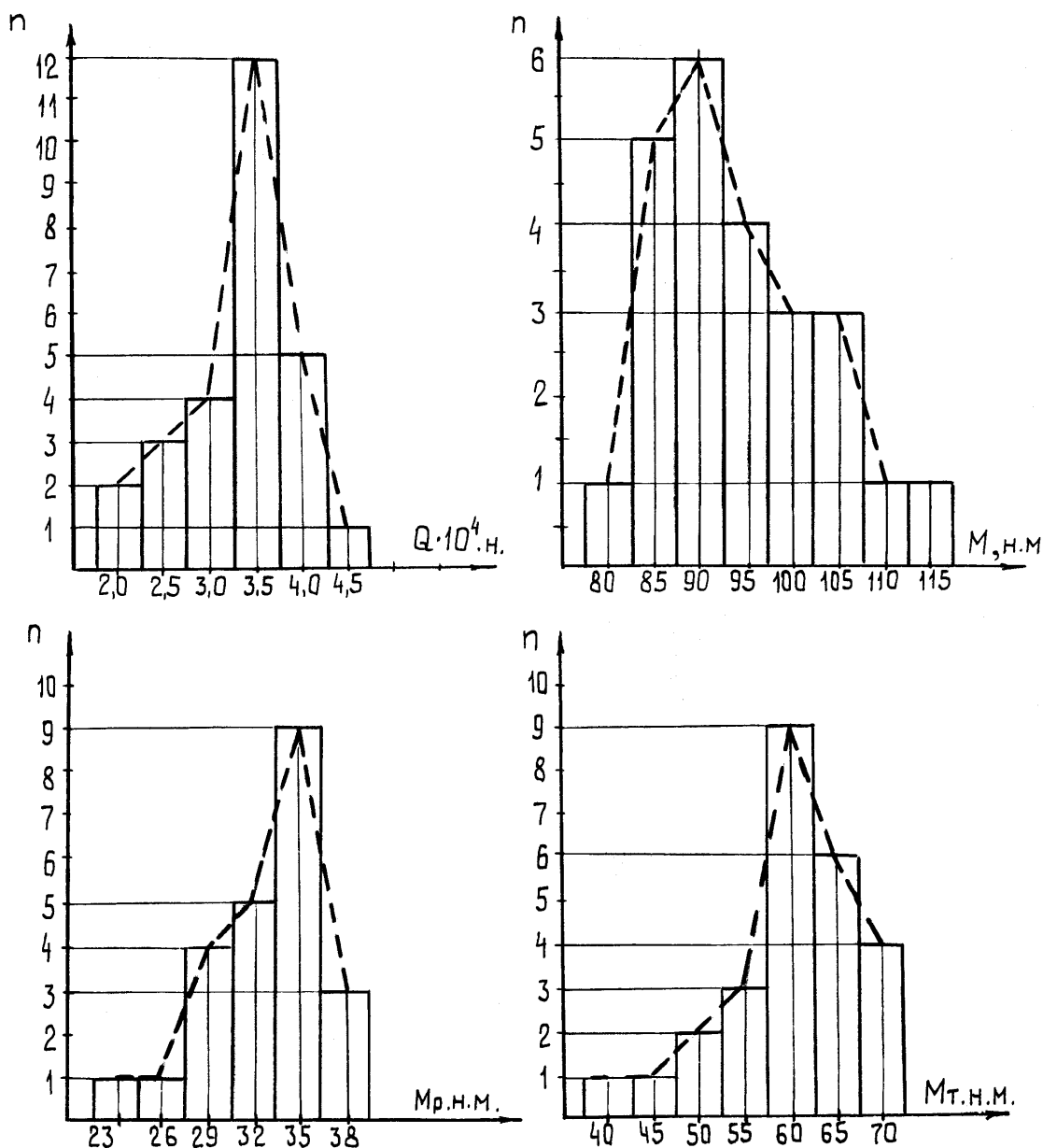


Рисунок 5.14 – Гистограммы частот усилий и моментов затяжки болта № 31

Результаты затяжки других болтов до различных моментов были обработаны аналогичным образом. Пример с результатами затяжки болта № 23 (из партии 10 по табл. 5.1) до момента 100 н.м. представлен в таблицах 5.10 и 5.11.

Таблица 5.10 – Результаты затяжки болта № 23 до момента 100 нм

№ п/п	Усилие затяжки Q, 10 ⁴ нм			Момент затяжки M, нм		
	a_i	Δa_i	$(\Delta a_i)^2$	a_i	Δa_i	$(\Delta a_i)^2$
1	2	3	4	5	6	7
1	5,8	-1,126	1,268	106	-44,28	1960,117
2	5,8	-1,126	1,268	118	-32,12	1031,696
3	5,9	-0,868	0,749	118	-32,12	1031,696
4	5,9	-0,868	0,749	124	-27,25	742,25
5	5,9	-0,868	0,749	125	-26,45	699,602
6	6,0	-0,522	0,272	128	-18,54	343,731
7	6,2	-0,416	0,173	134	-16,66	277,555
8	6,4	-0,345	0,119	137	-10,95	119,902
9	6,7	-0,196	0,038	142	-6,68	44,622
10	6,9	-0,102	0,010	149	-2,28	5,198
11	7,3	-0,088	0,008	153	0,46	0,212
12	7,3	-0,088	0,008	153	2,87	8,237
13	7,5	0,214	0,046	161	4,25	18,062
14	7,7	0,425	0,180	164	7,78	60,528
15	7,8	0,684	0,468	173	13,24	175,298
16	7,9	0,765	0,585	182	23,24	540,096
17	8,4	0,807	0,651	186	30,85	951,723
18	8,6	0,898	0,806	190	42,65	1819,024
19	9,2	0,932	0,868	194	45,24	2046,658
20	9,6	1,888	3,564	196	46,85	2194,922
Сумма		0	12,568	Сумма	0	14071,530

Таблица 5.11 – Оценка погрешности измерений

Измеряемый параметр	Среднее значение \bar{a}	Экспериментальный стандарт S_a	Абсолютная погрешность Δa	Относительная погрешность E
Осевое усилие Q 10 ⁴ н	7,245	0,9686	0,582	± 7,48%
Момент затяжки M, н.м	132,65	24,855	16,24	± 10,56%

Анализ обработки всех результатов показывает, что разброс моментов при затяжке резьбовых соединений с помощью редкоударного гайковерта модели ИЭ 3115 БУ2, оснащенного контролирующим устройством, составляет $\pm(10-12)\%$.

5.6 Сравнительный анализ точности методов контроля момента при ударной затяжке

В ходе проведения экспериментальных исследований были получены данные, позволяющие произвести сравнительный анализ исследуемого метода контроля, энергетического (по времени и числу ударов) и по углу поворота гайки. С целью определения относительной точности указанных методов испытаниям подвергались 55 болтов (партии с 9 по 23).

Более подробный процесс затяжки рассмотрим на примере затяжки болта № 44 из партии № 14 (таблица 5.1). Затяжка болта производилась 20 раз при помощи редкоударного гайковерта модели ИЭ 3115 БУ2, оснащенного контролирующим устройством. Результаты проведенных исследований показывают, что 2 раза болт был затянут за 8 ударов, 8 раз за 7 ударов, 7 раз за 6 ударов и 3 раза за 5 ударов. Устройство было настроено на момент 130 н.м.

В таблице 5.12 приведены результаты момента и осевого усилия затяжек болта № 44 за 7 ударов, в таблице 5.13 – за 6 ударов, в таблице 5.14 – за 5 ударов. Анализ возможных погрешностей представлен в таблице 5.15

Таблица 5.12 – Результаты затяжки болта № 44 за 7 ударов

№ п/п	Усилие затяжки Q, 10 ⁴ нм			Момент затяжки M, нм		
	a_i	Δa_i	$(\Delta a_i)^2$	a_i	Δa_i	$(\Delta a_i)^2$
1	2	3	4	5	6	7
1	4,1	-0,96	0,9216	108	-19,2	368,64
2	4,2	-0,67	0,4489	111	-16,4	268,96
3	4,2	-0,67	0,4489	114	-13,2	174,24
4	4,3	-0,32	0,1024	115	11,8	139,24
5	4,4	-0,21	0,0441	117	-10,1	102,01
6	4,4	-0,21	0,0441	124	-8,3	68,89
7	4,6	-0,08	0,0064	127	-4,1	16,81
8	4,8	-0,01	0,0001	130	-1,3	1,69
9	5,2	0,15	0,0225	132	1,6	2,56
10	5,3	0,28	0,0784	136	3,7	13,69
11	5,4	0,43	0,1849	139	6,8	46,24
12	5,4	0,43	0,1849	141	9,8	96,04
Сумма		-	2,4872	-	-	1299,01

Таблица 5.13 – Результаты затяжки болта № 44 за 6 ударов

№ п/п	Усилие затяжки Q, 10 ⁴ нм			Момент затяжки M, нм		
	a_i	Δa_i	$(\Delta a_i)^2$	a_i	Δa_i	$(\Delta a_i)^2$
1	2	3	4	5	6	7
1	3,6	-0,96	0,9216	101	-17,98	323,88
2	3,7	-0,67	0,4489	112	-14,71	216,38
3	3,9	-0,34	0,1156	115	-11,22	125,89
4	4,2	-0,23	0,0529	128	-12,06	4,03
5	4,8	0,16	0,0256	133	1,12	1,54
6	5,1	0,42	0,1764	135	3,21	10,30
7	5,2	0,59	0,3481	137	4,88	24,60
8	5,3	0,82	0,6724	138	8,52	72,58
Сумма		-	2,7615	-	-	773,61

Таблица 5.14 – Результаты затяжки болта № 44 за 5 ударов

№ п/п	Усилие затяжки Q, 10 ⁴ нм			Момент затяжки M, нм		
	a_i	Δa_i	$(\Delta a_i)^2$	a_i	Δa_i	$(\Delta a_i)^2$
1	2	3	4	5	6	7
1	3,7	-0,72	0,5184	102	-14,41	207,65
2	3,9	-0,44	0,1936	113	-10,05	101,00
3	4,0	-0,31	0,961	121	-7,26	52,71
4	4,2	0,17	0,0289	133	6,22	38,88
5	4,7	0,66	0,4356	143	9,43	88,92
6	4,8	0,82	0,6724	149	11,88	141,13
Сумма		-	1,9350	-	-	630,29

Таблица 5.15 – Погрешности при контроле по числу ударов

Число ударов	Измеряемая величина	Среднее значение \bar{a}	Экспериментальный стандарт, Sa	Критерий Стьюдента t	Абсолютная погрешность Δa	Относительная погрешность E
5	Усилие, 10 ⁴ н	4,15	0,586	3,17	0,882	± 28,63%
	Момент, нм	134,2	8,276		8,96	± 13,22%
6	Усилие, 10 ⁴ н	4,42	0,632	3,53	1,258	± 36,24%
	Момент, нм	122,8	12,347		14,96	± 17,44%
7	Усилие, 10 ⁴ н	4,36	0,604	2,85	0,912	± 21,86%
	Момент, нм	124,3	10,24		12,32	± 8,75%

Как видно из сравнения данных таблицы 5.15, относительная погрешность осевого усилия в 1,5–2 раза, а момента в 2–2,5 раза больше, чем при контроле по максимальному угловому ускорению гайки. Это обстоятельство свидетельствует о том, что исследуемый метод значительно точнее, чем метод контроля по числу ударов, а простота его реализации обеспечивает ему неоспоримые преимущества перед известными методами, в том числе и перед методом по числу ударов.

6 ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ

Надежность работы резьбовых соединений определяется тремя основными факторами: конструкцией соединений, правильностью расчета усилия предварительной затяжки, учитывающего функциональные особенности соединения; точностью расчетов в последние годы уделено много внимания, но усовершенствованиям в области контроля затяжки – еще недостаточно.

6.1 Требования к устройствам для тарированной затяжки резьбовых соединений

Основные проблемы, возникающие при сборке резьбовых соединений, с одной стороны, связаны с необходимостью повышения производительности труда, а следовательно, с высоким уровнем механизации процесса сборки, с другой – с необходимостью обеспечения высокой степени точности затяжки, в том числе и гайковерты ударного действия, серийно выпускаемые нашей промышленностью, не обеспечивают в производственных условиях достаточной точности момента затяжки. Так, на АМПО (г. Барнаул) при сборке тракторных двигателей применяют пневматический ударный гайковерт модели ИП 3106, который позволяет осуществлять затяжку резьбовых соединений с погрешностью не менее чем $\pm 40\%$. В то время как по данным предприятия погрешность должна находиться в пределах $\pm 8 \dots \pm 16\%$. В связи с этим предусмотрена операция контроля затяжки резьбовых соединений с помощью динамометрического ключа. Однако большие значения моментов (например, при затяжке болтов крепления, крышек коренных подшипников) (табл. 6.1) и высокий темп сборки требуют значительных трудозатрат на выполнение операций контроля, применяемые динамометрические ключи имеют большой вес, значительные габариты и неудобны в эксплуатации. Все это сдерживает более широкое применение гайковертов ударного действия.

Эта проблема, как уже отмечалось, может быть решена путем разработки новых конструкций ударных гайковертов, обеспечивающих тарированную затяжку или же за счет разработки конструкций универсальных контролирующих устройств к серийно выпускаемым гайковертам ударного действия. Эти конструкции должны отвечать следующим основным требованиям:

1 Гайковерты и контролирующие устройства должны обеспечивать требуемую степень точности.

2 Параметры резьбового соединения не должны оказывать влияния на точность контролируемого параметра в процессе затяжки.

Таблица 6.1

№ п/п	Наименование сборочной операции	Модель используемого гайковерта	Диаметр резьбы, мм	Размер под ключ	Требуемый момент затяжки	Относительная погрешность, %
1	Крепление крышек коренных подшипников	ИП 3106	M22	32	440	± 8
2	Крепление крышек шатуна	ИП 3106	M16	24	240	± 8
3	Крепление шкива коленчатого вала	ИП 3106	M16	36	300	± 14
4	Крепление маховика	ИП 3106	M16	32	220	± 12
5	Крепление гидроцилиндров	ИП 3106	M16	24	180	± 16
6	Крепление распредвала	ИП 3113	M14	24	100	± 10
7	Крепление скобы форсунки	ИП 3113	M12	19	70	± 16
8	Крепление гибкой муфты топливного насоса	ИП 3112	M10	17	50	± 12
9	Крепление вентилятора дизеля А-41	ИП 3112	M8	14	25	± 16
10	Крепление кронштейна на генераторе	ИП 3112	M8	14	20	± 16

3 Контроль сборки резьбового соединения должен осуществляться в процессе затяжки, т. е. должен осуществляться активный контроль и автоматическое отключение по достижении заданных усилий затяжки.

4 Контролирующие устройства должны быть как можно проще, удобны и надежны в эксплуатации.

5 Контролирующие устройства должны иметь возможность быстрой перенастройки на требуемый момент затяжки.

Этим требованиям наиболее полно отвечают конструкции ударных гайковертов и устройств, предназначенных для использования в комплекте с серийно-выпускаемых гайковертами, реализующие метод контроля момента затяжки резьбовых соединений по максимальному угловому ускорению гайки [110].

6.2 Разновидности УКУ и их применение

При разработке ударных гайковертов обеспечивающих тарированную затяжку следует, прежде всего, стремиться к тому, чтобы их энергетические и весовые характеристики не уступали лучшим существующим образцам гайковертов [111]. Кроме того, конструкция должна предусматривать автоматическое отключение гайковерта при достижении требуемого момента затяжки. На рис. 6.1 и 6.2 представлены различные варианты конструкций таких гайковертов. Отличительной особенностью ударного гайковерта [92] (рис. 6.1) является то, что в шпинделе смонтировано устройство отключения гайковерта. Оно состоит из шлицевого валика 1 имеющего винтовую канавку и установленного в осевой расточке шпинделя 2 гайковерта, при помощи шарика 3 и поджатого пружиной 4. На шлицевом конце валика 1 расположен инерционный элемент 5, подпружиненный к шпинделю 2 пружиной 4 в сторону противоположную вращению. Сам же шпиндель 2 выполнен составным, состоящим из наковальни 7 и хвостовика 8, имеющего возможность осевого перемещения относительно наковальни 7, снабжен шариковым замком 9. При i -том ударе, когда момент затяжки достигнет требуемого, шпиндель 2, инерционный элемент 5, а вместе с ними и затягиваемая гайка, получив некоторую начальную угловую скорость будет двигаться с замедлением. но, вследствие того, что на шпиндель 2 со стороны резьбового соединения действует значительно больший момент сопротивления, чем от действия пружины 4 на валик 1 с инерционным элементом, то их дальнейшее движение будет происходить с различным замедлением, и чем больший момент затяжки, тем больший угол поворота инерционного элемента 5 относительно шпинделя 2. Поворот инерционного элемента влечет за собой, из-за наличия винтовой канавки, осевые перемещения валика 1, который, сжимая пружину 4, стремится переместить хвостовик 8 вниз. При достижении требуемого момента затяжки перемещение валика 1 будет максимальным, а сила, действующая от пружины 4, больше той, на которую настроен шариковый замок 9, и произойдет перемещение хвостовика 8 относительно наковальни 7, при этом кулачки 10 хвостовика 8 и наковальни 7 выйдут из зацепления. Затяжка прекращается. Для приведения гайковерта в рабочее положение достаточно оператору нажать на рукоятку гайковерта и хвостовик 8 вернется в исходное положение.

При затяжке крупных резьбовых соединений целесообразно использовать гайковерт ударно-импульсного действия [91]. Контролирующее устройство в нем, как и в ранее рассмотренном гайковерте, смонтировано в шпинделе (рис. 6.2). Особенность этого гайковерта в том, что он является редкоударным и конструкция устройства контроля момента затяжки не предусматривает его отключение при достижении заданного момента затяжки. Вследствие того, что частота ударов составляет 1 удар в 2...3 сек, нет необходимости автоматизировать отключение гайковерта.

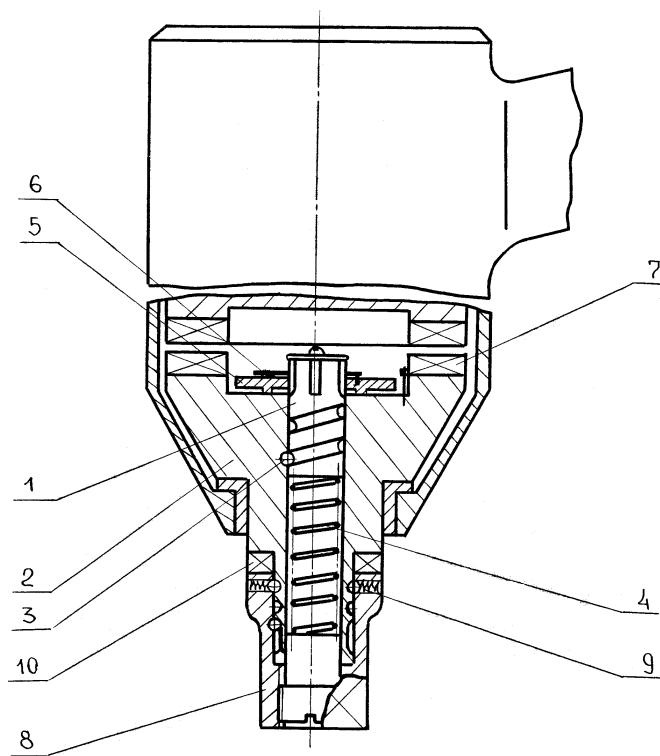


Рисунок 6.1 – Гайковерт ударного действия с тарированным моментом затяжки

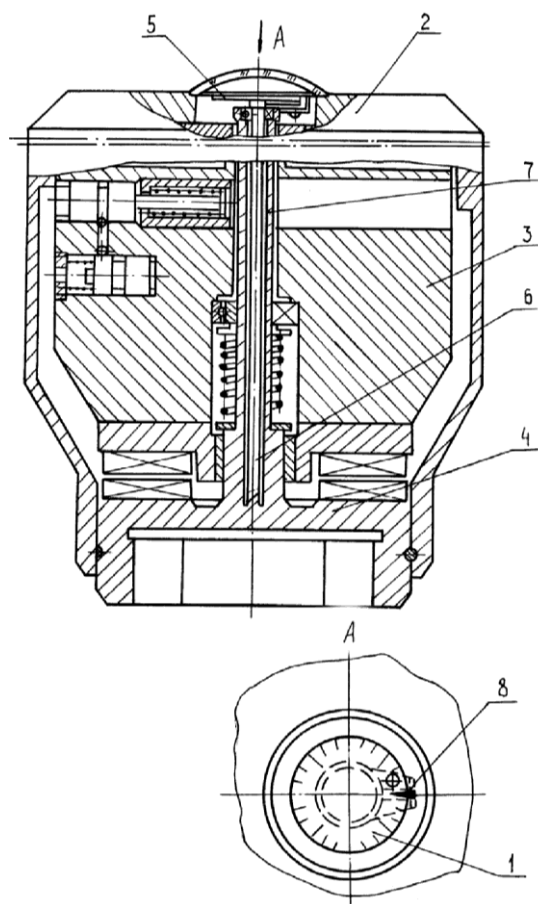


Рисунок 6.2 – Гайковерт ударно-импульсного действия с контролирующим устройством

При достижении требуемого момента затяжки отключение гайковерта осуществляется оператором, а контроль ведется по цифровой шкале 1 проградуированной в единицах момента и расположенной на верхней крышке 2. После каждого удара ударника 3 по наковальне 4 последняя приобретает некоторую начальную угловую скорость и движется в сторону затяжки резьбового соединения вместе с гайкой с каким-то замедлением. Такую же начальную скорость приобретает и инерционный элемент 5 расположенный на торсионе 6, жестко связанном с наковальней 4, так как он упирается в жесткую втулку 7, являющуюся шпинделем наковальни 4. Когда момент затяжки достигает требуемой величины, замедление движения наковальни 4 становится значительно больше, чем замедление движения инерционного элемента 5 и происходит проворот последнего относительно втулки 7. При помощи стрелки 8, расположенной на инерционном элементе 5 и шкалы 1, закрепленной на втулке 7, оператор судит о достигнутом моменте затяжке.

Второе перспективное направление в осуществлении тарированной затяжки резьбовых соединений предусматривает создание специальных сменных насадок к серийно выпускаемым ударным гайковертам [97]. При разработке конструкций таких устройств, следует, прежде всего, стремиться к тому, чтобы их геометрические размеры и масса были соизмеримы с размерами и массой стандартных торцевых ключей, которыми укомплектован гайковерт. Конструкции некоторых контролирующих устройств позволяют использовать стандартный торцевой ключ, но с его доработкой.

На рис. 6.3 представлена серийная насадка 1 к серийно выпускаемому гайковерту ИП 3206 и вариант ее доработки 2. Разработан ряд различных конструкций [95, 96, 97, 98, 112] и др., позволяющих осуществлять доработку серийных насадок с целью получения устройств для контроля момента затяжки резьбовых соединений. На рис. 6.4 представлены гайковерты модели ИЭ 3111; ИЭ 3115; БУ2; ИП 3206 и ИЭ 3113, оснащенные доработанными серийно выпускаемыми торцевыми ключами, которые позволяют вести тарированную затяжку резьбовых соединений.

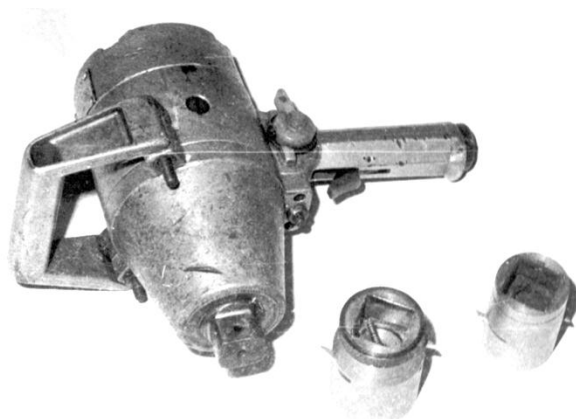


Рисунок 6.3 – Гайковерт ИП 3206 с серийной насадкой, оснащенной контролирующим устройством

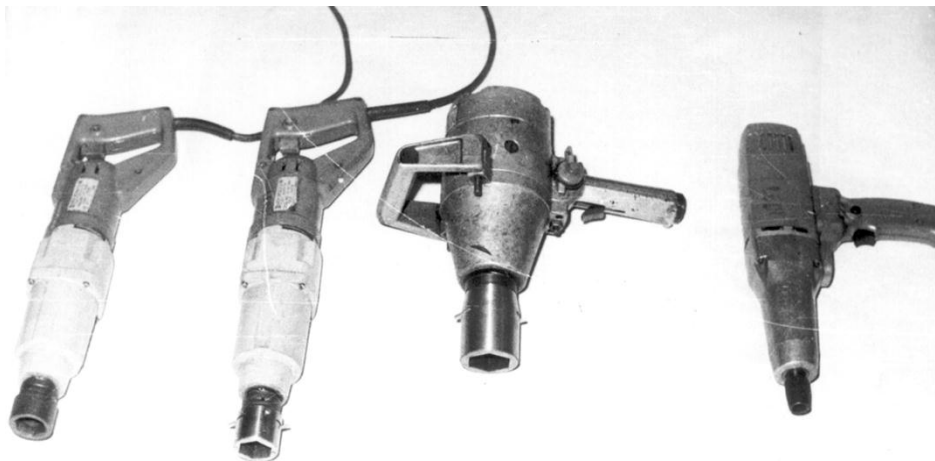


Рисунок 6.4 – Гайковерты модели ИЭ 3111, ИЭ 3115, БУ2, ИП 3206, ИЭ 3113, оснащенные устройствами для контроля момента затяжки

Конструкция таких устройств чрезвычайно проста (рис. 6.5) и состоит из корпуса 1, инерционного элемента 2, подпружиненного к упорам 3 при помощи пружины 4 посредством осей 5, шарнирно соединяющих сигнальные элементы с инерционным элементом 2.

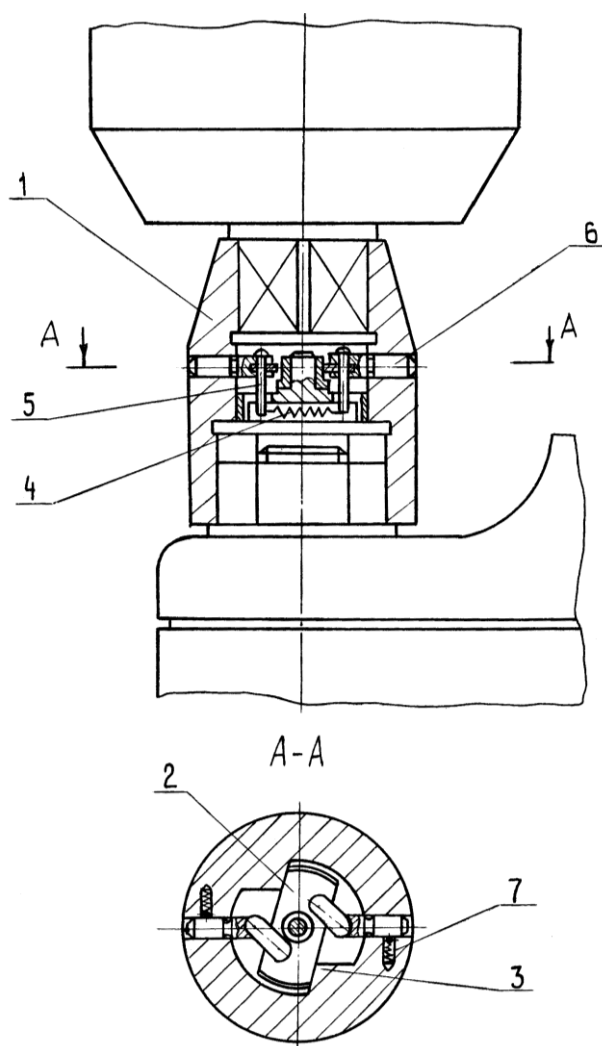


Рисунок 6.5 – Устройство для контроля момента затяжки

Принцип их работы аналогичен ранее рассмотренным. При достижении требуемого момента затяжки сигнальные элементы 6 выходят из корпуса, и фиксируется в таком положении при помощи шарикового замка 7. Это служит оператору сигналом к отключению гайковерта. Для приведения устройства в исходное положение, оператору необходимо нажать на сигнальные элементы 6. Общий вид рассмотренной конструкции приведен на рис. 6.6.

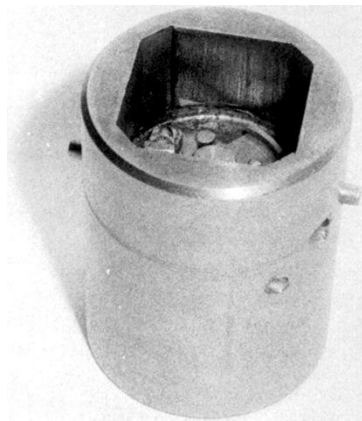


Рисунок 6.6 – Общий вид насадки к гайковерту ударного действия

Рассмотренная конструкция устройства для контроля момента затяжки не может быть рекомендована для сборки резьбовых соединений в индивидуальном производстве, так как не позволяет оператору быстро перенастраивать устройство на другой момент затяжки. Для тарированной затяжки резьбовых соединений в условиях, когда имеется ряд крепежных деталей, но по условиям технологии сборки они должны быть затянуты с различным моментом, целесообразно использовать насадки к гайковертам, позволяющие визуально наблюдать изменение момента затяжки после каждого удара. Пример такой насадки приведен на рис. 6.7 [113, 114].

При помощи гнезда 1 корпус насадки 2 крепится к шпинделю гайковерта 3 и устанавливается на затягиваемую гайку 4. При каждом ударе корпус 2 вместе с гайкой 4 поворачивается на некоторый угол, а инерционный элемент 5 остается в исходном положении. В результате поворота корпуса 2 собачка 6 проскакивает относительно храпового колеса 7 и устанавливается во впадине между зубцами последнего, соответствующей углу поворота корпуса 2 относительно неподвижного инерционного элемента 5.

После *i-го* удара, когда достигается требуемый момент затяжки, определяемый суммарным углом поворота затягиваемой гайки, который отсчитывается по шкале 8 указателем 9 инерционного элемента 5, гайковерт выключается. После нажатия на рычаг собачки 6 последняя выводится из зацепления с зубьями храпового колеса 7, при этом инерционный элемент 5 пружиной 10 возвращается в исходное положение. После этого насадка готова для затяжки следующего резьбового соединения.

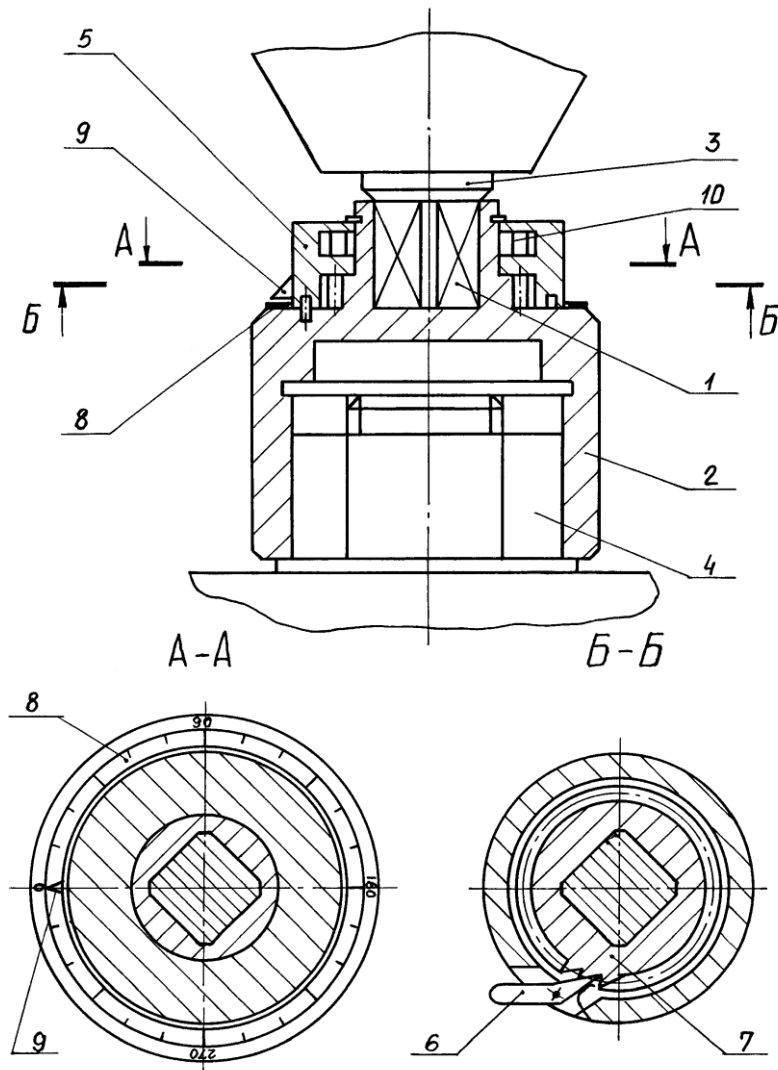


Рисунок 6.7 – Насадка к гайковерту ударного действия

6.3 Реализация результатов работы

Партия устройств для контроля момента затяжки, разработанная для Дружковского машиностроительного завода, реализует исследованный в данной работе метод, а их проектирование и расчет производился с учетом изложенных рекомендаций. Основные технические характеристики гайковертов, которыми они оснащены, приведены в таблице 6.2, а устройств – в таблице 6.3

Тарировка контролирующих устройств проводилась на стенде в лабораторных условиях.

Проведенные производственные испытания таких устройств показали, что обеспечивают требуемую точность контроля момента затяжки. На рис. 6.8 представлены данные по затяжке резьбовых соединений крепления буферных стаканов к раме (рис. 6.9) и колесной подвески (рис. 6.10) электровозов марки АМ 8Д и АПР-14 изготавливаемых на ДМЗ.

Таблица 6.2

Характеристики гайковертов	ИЭ 3115 БУ2	ИЭ 3119	ИЭ 3120А	ИЭ 3121А
Диапазон заворачиваемых резьб:				
Для болтов класса точности от 3,6 до 6,8	18-30	20-36	22-42	16-27
Для болтов класса точности от 6,8 до 14,9	12-20	14-22	16-24	10-18
Энергия удара, Дж	25	40	40	16
Число ударов в 2 сек.	4	2	2	2,5
Масса, кг	5,1	7,4	9,5	4,3

Таблица 6.3

Характеристики устройств для контроля момент затяжки	УКУ-01	УКУ-02	УКУ-03	УКУ-04
Диапазон контроля момента, Нм	150-300	100-250	300-500	100-250
Момент инерции 10^{-3} кг м ²	0,704	0,866	1,286	0,042

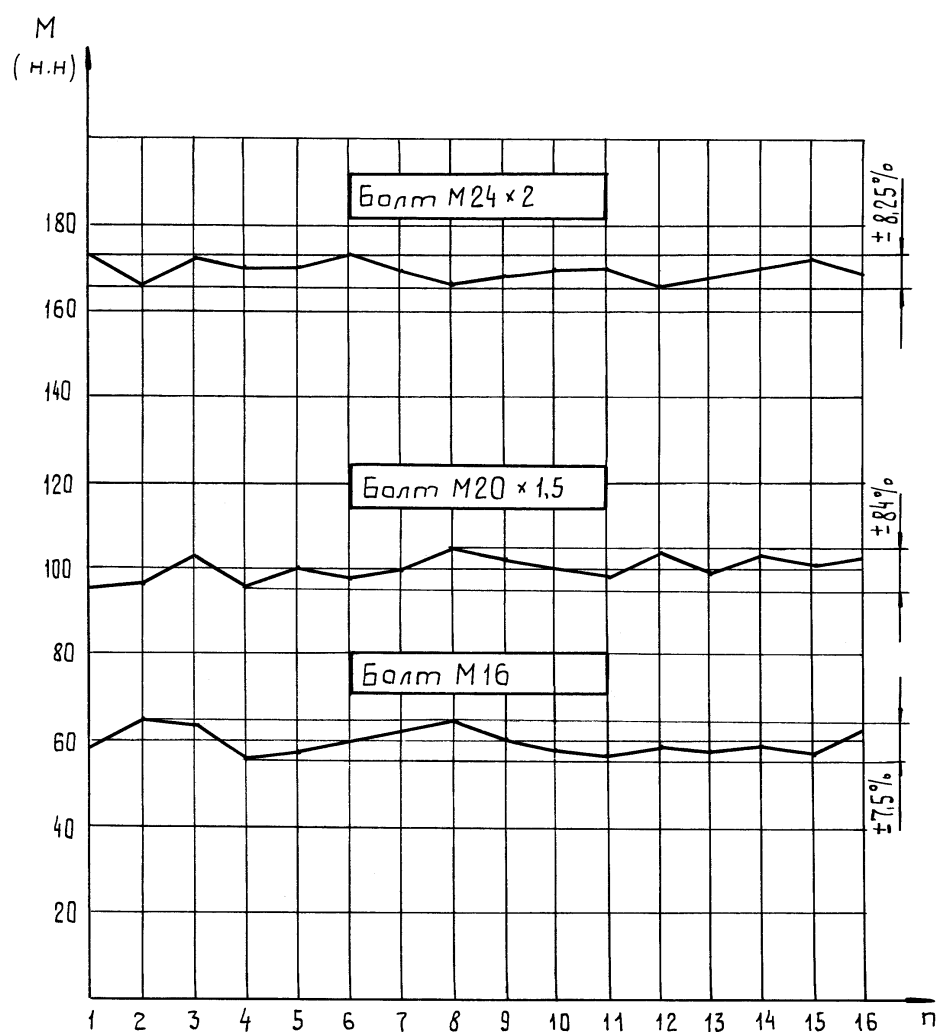
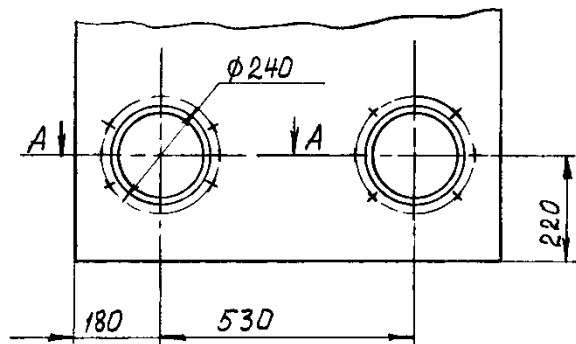


Рисунок 6.8 – График затяжки резьбовых соединений с различным моментом



A - A

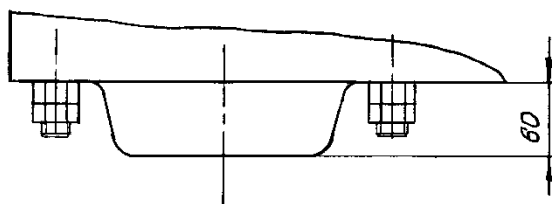
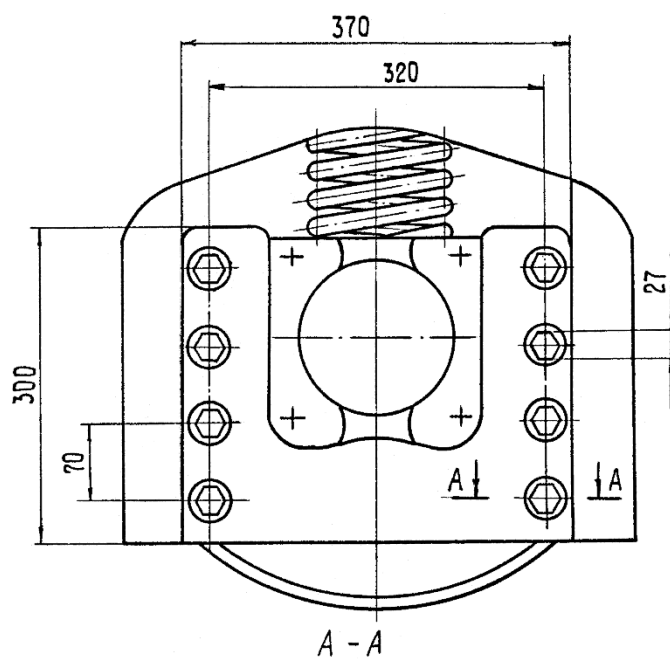


Рисунок 6.9 – Крепление буферных стаканов к раме электровоза модели АМЗД



A - A

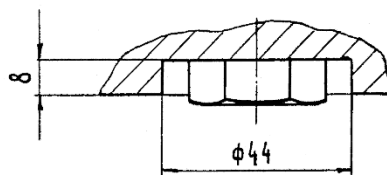


Рисунок 6.10 – Крепление колесной подвески электровоза модели АРП-14

Как видно из графика затяжки резьбовых соединений до различных моментов, устройства обеспечивают точность $\pm(7,5-8,4) \%$, что удовлетворяет требованиям технологии сборки.

Общий вид электрического гайковерта модели ИЭ 3115 БУ2, оснащенного устройством для контроля момента затяжки УКУ-01, представлен на рис. 6.11.

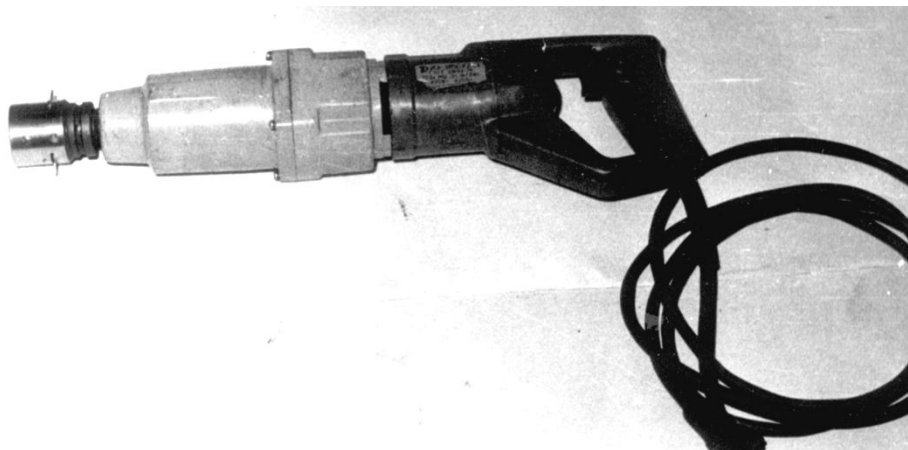


Рисунок 6.11 – Электрический гайковерт ИЭ 3115 БУ 2, оснащенный устройством для контроля момента затяжки

Применение электрических гайковертов, оснащенных устройствами контролирующими момент затяжки, позволило повысить производительность труда сборщиков, облегчить и улучшить условия работы и культуру производства, кроме этого повысить качество сборки резьбовых соединений, а следовательно и всего изделия.

Дальнейшие разработки, направленные на реализацию метода контроля момента затяжки по максимальному угловому ускорению гайки, следует вести в двух основных направлениях: создавая новые ударные гайковерты, конструкция которых включала бы механизмы контроля момента и оснащала серийно выпускаемые гайковерты специальными насадками.

Использование устройств, реализующих метод контроля момента по максимальному угловому ускорению при сборке резьбовых соединений в производственных условиях, подтвердили их преимущества по сравнению с другими устройствами, реализующими энергетический метод и метод контроля по углу поворота гайки.

Внедрение устройств для контроля момента затяжки в производство позволило повысить качество машин за счет тарированной сборки резьбовых соединений и получить значительный экономический эффект.

7 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕДКОУДАРНОГО ГАЙКОВЕРТА ДЛЯ ЗАТЯЖКИ КРУПНЫХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ

7.1 Исследование энергосиловых параметров редкоударных гайковертов для затяжки крупных резьбовых соединений прокатных станов

Процесс ударной затяжки резьбовых соединений во многом отличается от статической затяжки. Основная его способность заключается в практически мгновенной передаче кинетической энергии вращающегося ударника к соединенной с гайкой наковальне. Полученная наковальной энергия (энергия единичного удара гайковерта) расходуется на поворот гайки, упругую крутильную деформацию шпинделя гайковерта и на упругое закручивание стержня болта:

$$A_E = A_G + A_{III} + A_B. \quad (7.1)$$

Величина энергии, идущая на упругое закручивание стержня болта, в значительной степени зависит от соотношения моментов трения в резьбе и на торце гайки.

Если первый из них меньше второго ($M_P < M_T$), то после каждого удара стержень болта остается закрученным моментом трения в резьбе M_P и удерживается от раскручивания моментом трения на торце гайки. Потери энергии на упругое закручивание стержня болта при каждом ударе в этом случае оказываются незначительными:

$$A_B = \frac{M_{pi}^2 - M_{p(i-1)}^2}{2K_B}, \quad (7.2)$$

где M_{pi} и $M_{p(i-1)}$ – моменты трения в резьбе после i -го и $(i-1)$ -го ударов; K_B – крутильная жесткость стержня болта.

При обратном соотношении моментов трения ($M_P > M_T$) после снятия ударной нагрузки происходит раскручивание стержня болта, и потери энергии на его закручивание от момента трения на торце при предыдущем ударе до момента трения в резьбе возрастают:

$$A_B = \frac{M_{pi}^2 - M_{T(i-1)}^2}{2K_B}, \quad (7.3)$$

где $M_{T(i-1)}$ – момент трения на торце гайки после $(i-1)$ -го удара.

Рассмотрим подробнее факторы, влияющие на соотношение этих моментов трения. При затяжке стержень болта испытывает кручение моментом:

$$M_p = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho^1), \quad (7.4)$$

где Q – усилие затяжки;

d_2 – средний диаметр резьбы;

$\psi = \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi d^2}$ – угол подъема винтовой линии; S – шаг резьбы;

$\rho^1 = \operatorname{arctg} \mu^1$ – угол трения;

μ^1 – коэффициент трения в резьбе:

$$\mu^1 = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (7.5)$$

μ – коэффициент трения фрикционной пары;

α – угол профиля резьбы.

В момент останова момент трения на торце гайки

$$M_T = \mu_T Q R_T, \quad (7.6)$$

где μ_T – коэффициент трения на торце гайки;

R_T – радиус трения опорной поверхности гайки:

$$R_T = \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}, \quad (7.7)$$

где D – наружный диаметр кольцевого торца;

d_0 – диаметр резьбы.

Анализ конструкций крупных резьбовых соединений прокатных станов показывает, что величины d_2 и R_T для всех резьб находятся в пределах:

$$d_2 = 0.97 d_0; \quad R_T = 0.65 d_0.$$

Тогда, сравнивая M_p и M_T , получим условие, при котором момент на торце больше момента в резьбе:

$$1.34 \mu_T \geq \operatorname{tg}(\psi + \rho^1). \quad (7.8)$$

Принимая $\Psi \approx 0.1 \rho^1$, можно записать для метрической резьбы:

$$\operatorname{tg}(\psi + \rho^1) = 1.1 \mu^1 \approx 1.27 \mu.$$

Таким образом, стопорение стержня болта от раскручивания будет происходить при условии: $\mu_T \geq 0.82 \mu^1$ или $\mu_T \geq 0.95 \mu$.

Из этого можно сделать вывод, что при одинаковых условиях трения в резьбе и на торце гайки ($\mu_T = \mu$), которые обеспечиваются отсутствием

заедания в резьбе, наличием смазки и так далее, стержень болта после снятия ударной нагрузки останется закрученным моментом M_{pi} , и дополнительных потерь энергии происходить не будет.

Проведенный анализ позволяет уравнение (7.1) с достаточной точностью записать в виде:

$$A_E = A_\Gamma + A_{III}. \quad (7.9)$$

Энергия, идущая на упругую крутильную деформацию элементов гайковерта,

$$A_{III} = \frac{M_i^2}{2K} = \frac{k^2 d_0^2 Q_i^2}{2K}, \quad (7.10)$$

где, M_i , Q_i – соответственно момент затяжки и осевое усилие в болте после i -го удара;

K_{III} – крутильная жесткость шпинделя гайковерта;

k – приведенный к диаметру резьбы коэффициент трения в резьбовом соединении, определяемый экспериментально.

Энергия, идущая на поворот гайки,

$$A_\Gamma = \frac{K}{\text{tg}\Psi \times \gamma \times C_B} (Q_i^2 - Q_{i-1}^2), \quad (7.11)$$

где Q_{i-1} – осевое усилие в крепежной детали перед i -тым ударом;

γ – относительная податливость крепежной детали:

$$\gamma = \frac{\lambda_\sigma}{\lambda_\sigma + \lambda_\delta};$$

λ_σ и λ_δ – соответственно коэффициенты податливости болта и промежуточных деталей; $C_\sigma = \frac{1}{\lambda_\sigma}$ – коэффициент жесткости болта.

Таким образом, уравнение энергетического баланса примет вид:

$$A_E = \frac{k^2 d_0^2 Q_i^2}{2K_{III}} - \frac{\kappa(Q_i^2 - Q_{i-1}^2)}{\gamma C_B \text{tg}\psi}. \quad (7.12)$$

Из этого уравнения можно получить следующие выражения для осевого усилия после i -го удара Q_i и количества ударов n , необходимого для достижения заданного усилия Q в болте:

$$Q = \sqrt{\frac{2A_E K_{III}}{k^2 d_0^2} \left[1 - \left(\frac{2K_{III}}{2K_{III} + \kappa d_0^2 \gamma C_B \text{tg}\psi} \right)^i \right]}; \quad (7.13)$$

$$n = \frac{\ln\left(1 - \frac{Q^2 k^2 d^2}{2A_E K_{III}}\right)}{\ln\left(\frac{1}{1 + \frac{k}{2K_{III}} d_0^2 \gamma C_B \operatorname{tg} \psi}\right)}. \quad (7.14)$$

Разложив натуральные логарифмы в уравнении (7.14) в ряд, получим:

$$n = \frac{-\sum_{p=1}^{\infty} \frac{1}{p} \left(\frac{Q^2 k^2 d_0^2}{2A_E K_{III}}\right)^p}{\sum_{p=1}^{\infty} \frac{(-1)^{(p-1)}}{p} \left(\frac{k d_0^2}{2K_{III}} \gamma C_B \operatorname{tg} \psi\right)^p}. \quad (7.15)$$

При проектировочных расчетах достаточную точность дает зависимость, в которой учитываются только первые члены разложения в ряд логарифмических функций:

$$n = \frac{kQ^2}{A_E \gamma C_B \operatorname{tg} \psi}. \quad (7.16)$$

Учитывая, что

$$Q = \sigma \frac{\pi d_1^2}{4}; \quad (7.17)$$

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{S}{\pi d^2}; \quad (7.18)$$

$$C_B = \frac{\pi d_1^2}{4} \frac{E}{l}, \quad (7.19)$$

где σ – напряжение затяжки; S – шаг резьбы; l – рабочая длина болта; $E = 2 \times 10^7$ м/мм² – модуль упругости стали, получим:

$$n = 1.23 \times 10^{-5} \frac{k \sigma^2 d_1^2 l}{A_E \gamma S} d_2. \quad (7.20)$$

Отсюда, приняв $d_1 \approx d_2 \approx d_0$, определим энергию единичного удара гайковерта, обеспечивающую затяжку резьбового соединения за n ударов до напряжения γ :

$$A_E = 1.23 \times 10^{-5} \frac{k \sigma^2 l d_0^3}{n \gamma S}. \quad (7.21)$$

Полученная зависимость (7.21) позволяет определить необходимые энергетические параметры гайковертов ударного действия для затяжки крупных резьбовых соединений прокатных станов, задавшись предварительно напряжением затяжки резьбового соединения, количеством ударов гайковерта и некоторыми другими величинами. Входящая в эту зависимость относительная податливость крепежной детали γ может быть определена экспериментально путем измерения деформации δ крепежной детали при ее затяжке и угла поворота φ гайки:

$$\gamma = \frac{\delta_0}{S} \frac{360^\circ}{\varphi}. \quad (7.22)$$

Относительная податливость крепежной детали может изменяться в диапазоне от нуля до единицы. Значения относительной податливости, близкие к нулю, будут иметь место при бесконечной податливости промежуточных деталей, т. е. при их деформации в пластической области.

При значительной жесткости промежуточных деталей, во много раз превышающей жесткость крепежной детали, относительная податливость приближается к единице.

Проведенные ранее исследования показали, что для различных резьбовых соединений значения относительной податливости могут быть существенно различными. Так, например, для шпилек горизонтальных разъемов цилиндров паровых труб их относительная податливость находится в пределах $0,36 + 0,56$; для стопорных и регулирующих клапанов значение относительной податливости $0,25 + 0,3$. В химических сосудах высокого давления с двухконусным уплотнителем шпильки имеют относительную податливость, равную $0,03 + 0,09$ до выбора зазора между обтюратором и крышкой и $0,12 + 0,15$ после выбора этого зазора.

Крупные резьбовые соединения прокатных станов стягивают довольно жесткие промежуточные детали и по своим упругим свойствам близки к резьбовым соединениям горизонтальных разъемов паровых турбин. Поэтому при определении энергетических параметров редкоударных гайковертов для затяжки резьбовых деталей крепления станин рабочих и шестеренных клетей, крышек шестеренных клетей прокатных станов относительная податливость этих крепежных деталей может быть принята равной $0,5$.

Приведенный к диаметру резьбы коэффициент трения k , входящий в формулу (7.21), определяется следующим выражением:

$$k = \frac{1}{d} \left[\frac{d_2}{2} (\operatorname{tg} \psi + \rho^1) + R_T \mu \right]. \quad (7.23)$$

Чаще всего этот коэффициент определяется экспериментально в процессе затяжки резьбового соединения.

Исследованиями установлено, что для крепежных деталей металлургического оборудования, например болтов крепления газовых затворов

доменных печей, при наличии консистентной смазки этот коэффициент равен 0,17. В предварительных расчетах его можно было принимать равным 0,2.

Учитывая, что существующие редкоударные гайковерты позволяют осуществлять процесс затяжки резьбовых соединений за 4 + 15 ударов, количество n ударов гайковерта выберем равным 15. Посчитанные с учетом этого энергии единичных ударов гайковертов, необходимые для затяжки резьбовых деталей различных диаметров до выбранных напряжений затяжки $\sigma = 80 \text{ н/м}^2$, представлены в таблице 7.1.

Таблица 7.1

Диаметр резьбы крепежной детали d_0 (мм)	72	76	90	100	110	115	125
Расчетная энергия единичного удара гайковерта A_E (Дж)	141	175	343,3	524,8	768,3	917,9	128,2
Диаметр резьбы крепежной детали d_0 (мм)	130	140	150	160	175	180	
Расчетная энергия единичного удара гайковерта A_E (Дж)	1498,9	2016,0	2656,8	3439,3	4922	5509,1	

При этом длина рабочей части крепежной детали принималась равной десяти диаметрам резьбы. Такое соотношение обосновывается анализом конструкций крупных резьбовых соединений прокатных станов.

7.2 Исследование влияния инерционных параметров элементов гайковертов на его энергетические параметры

Определенные в предыдущем разделе энергетические параметры гайковертов, обеспечивающие эффективную ударную затяжку крупных резьбовых соединений прокатных станов, в десятки раз превышают энергетические параметры редкоударных гайковертов.

Повышение энергии единичного удара гайковерта достигается за счет увеличения кинетической энергии ударника перед ударом. Энергия единичного удара гайковерта составляет только некоторую часть кинетической энергии ударника.

Энергия ударника, накопленная в процессе его разгона, равна:

$$A_y = \frac{1}{2} I_y \omega_y^2, \quad (7.24)$$

где I_y – момент инерции ударника; ω_y – угловая скорость ударника перед ударом.

Угловая скорость ударника перед ударом ограничивается допустимой скоростью соударения, при которой уже в первый момент удара могут произойти пластические деформации. Для хромистых термообработанных

сталей эта скорость не должна превышать 15 м/с. Поэтому дальнейшее увеличение энергии ударника перед ударом может быть достигнуто увеличением его момента инерции, что влечет за собой увеличение его массы и геометрических размеров.

Таким образом, повышение энергии единичного удара требует увеличения веса всего гайковерта, что отрицательно сказывается на его технико-эксплуатационных характеристиках. Поэтому при разработке редкоударных гайковертов с большой энергией единичного удара важным представляется определение рационального соотношения моментов инерции соударяющихся масс, обеспечивающего высокий коэффициент полезного действия при ударе и уменьшение общего веса гайковерта.

Следует отметить, что в существующих ударных гайковертах момент инерции ударника в 5–20 раз превышает момент инерции ударяемого тела, включающего соединенные между собой наковальню, переходной ключ и гайку. Это соотношение достигается при сохранении незначительного веса гайковерта, т. к. в мелких резьбовых соединениях инертность гайки настолько мала, что ее влиянием на момент инерции можно пренебречь. При таком соотношении моментов инерции удар между элементами гайковерта представляет собой безостановочный бесконечно ударный процесс с последующим безударным торможением, т. е. после ряда соударений соударяющиеся массы «слипаются» и движутся совместно. Такой режим соударения ударника с наковальней имеет место при выполнении неравенства.

$$0 < R < \frac{1}{1 + 2\alpha}, \quad (7.25)$$

где R – коэффициент восстановления скорости при ударе;

$\alpha = \frac{I_H}{I_y}$ – параметр соударяемых масс;

I_H – момент инерции наковальни.

При этом ударное взаимодействие между бойком и наковальней можно рассматривать как неупругий (квазиупругий) удар с коэффициентом восстановления скорости, равным нулю. Энергия единичного удара гайковерта при этом определяется по формуле:

$$A_E = A_y \frac{1}{1 + \alpha} K_3, \quad (7.26)$$

где K_3 – коэффициент потерь энергии в зазорах.

Крупные резьбовые соединения отличаются значительными размерами и массами гаек. Момент инерции этих деталей составляет существенную часть момента инерции ударяемой массы гайковерта. При этом значительное преобладание инертности ударника над суммарным моментом инерции наковальни, ключа и гайки потребуют резкого увеличения массы

ударника. Очевидно, что для уменьшения общего веса гайковерта необходимо стремиться к минимально возможному соотношению моментов инерции ударяющей и ударяемой масс.

При уменьшении инертности ударника, когда

$$\frac{1}{1+2\alpha} < R < \frac{1}{\alpha}, \quad (7.27)$$

соударение элементов гайковерта будет происходить в бесконечно ударном режиме с промежуточными остановками. Следует отметить, что энергия, передаваемая наковальне при первом микросоударении, составляет основную часть энергии единичного удара гайковерта. Поэтому для повышения эффективности труда необходимо уже при первом микросоударении передавать ударяемой массе максимальную часть энергии ударника.

Согласно теории механического удара, скорость ударяемой массы после удара

$$\omega_{H+} = \frac{I_y(1-R)\omega_{y-}}{(I_y + I_H)}, \quad (7.28)$$

где ω_y – угловая скорость ударника перед ударом.

Выразим энергию единичного удара гайковерта через энергию ударника перед ударом:

$$A_E = \frac{1}{2} \frac{I_y^2 I_H (1-R)^2}{(I_y + I_H)^2} \omega_y^2 = A_y \frac{I_H (1+R)^2}{(I_y + I_H)^2}. \quad (7.29)$$

Следовательно, коэффициент полезного действия при ударе составляет:

$$\frac{A_E}{A_y} = \frac{(1+R)^2}{\left(\sqrt{\alpha} + \frac{1}{\sqrt{\alpha}}\right)^2}. \quad (7.30)$$

Таким образом, процент энергии, передаваемой при ударе наковальне, зависит от соотношения моментов инерции наковальни и ударника.

На рис. 7.1 представлены графики изменения КПД при ударе в зависимости от соотношения моментов инерции соударяющихся тел при различных значениях коэффициента восстановления скорости, построенные согласно зависимости (7.30). Из графиков видно, что при абсолютно неупругом ударе с увеличением момента инерции наковальни по сравнению с моментом инерции ударника КПД удара уменьшается. При упругом соударении ударника с наковальней наковальне передается максимальная часть энергии в том случае, если моменты инерции соударяемых тел равны между собой.

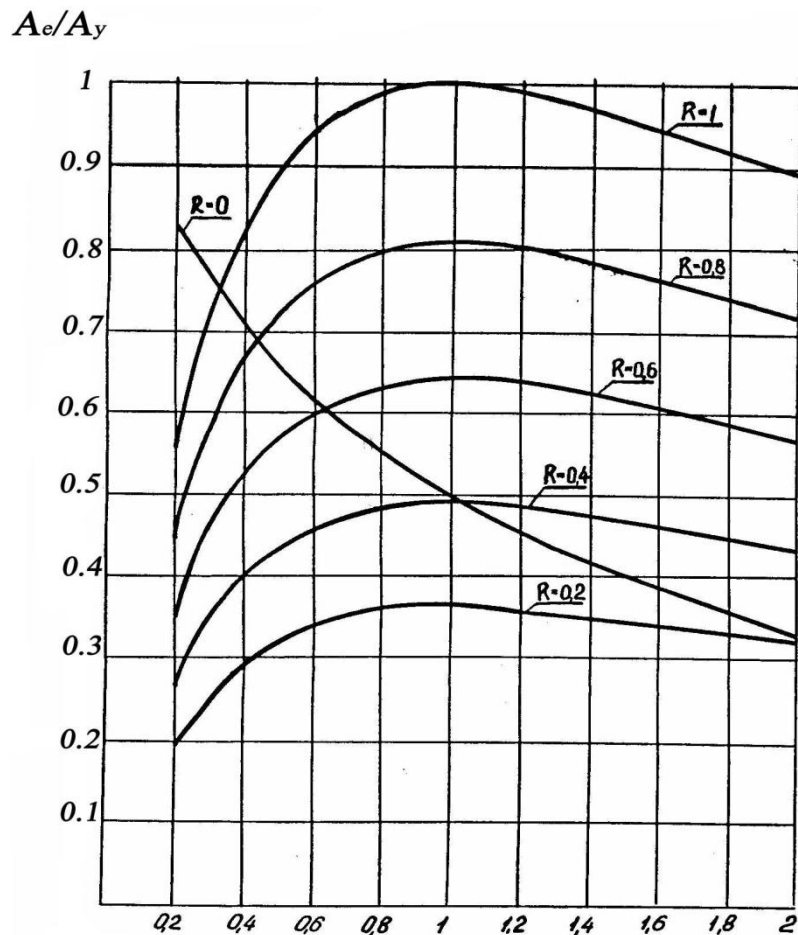


Рисунок 7.1 – Зависимость энергии единичного удара гайковерта от соотношения моментов инерции ударника и наковальни

С увеличением коэффициента восстановления доля энергии, передаваемая от ударника наковальне, возрастает, и при абсолютно упругом ударе вся энергия ударника передается наковальне. Следует отметить, что дальнейшее уменьшение соотношения моментов инерции наковальни

и ударника, когда $\frac{I_H}{I_y} < 1$, вызывает резкое уменьшение КПД удара. Увеличение этого параметра приводит к незначительному уменьшению КПД.

Анализ полученных результатов позволяет установить, что рациональным с энергетической точки зрения является соотношение моментов инерции соударяемых масс, равное единице. При таком соотношении достигается наиболее высокий КПД при ударе и уменьшение общего веса гайковерта. В целях некоторого повышения энергии единичного удара это соотношение может быть уменьшено до 0,7 + 0,8; КПД удара при этом уменьшается незначительно.

Для уменьшения веса гайковерта при некотором уменьшении его энергии единичного удара момент инерции ударника может быть уменьшен без значительного уменьшения КПД удара до 0,8 момента инерции наковальни. Таким образом, при разработке гайковертов ударного действия с большой энергией единичного удара моменты инерции соударяющихся тел необходимо выбирать в пределах их соотношения 0,75 + 1,25.

ЛИТЕРАТУРА

- 1 **Капустин, П. И.** Основы сборки узлов и механизмов машин / Капустин П. И., Кальцов С. К. – М., 1955.
- 2 **А. с. 1039703 СССР, МКИ В 25В 21/02.** Гайковерт фрикционно-импульсного действия / В. Н. Бузунов, С. С. Красовский, В. В. Озерский (СССР). – № 3425149/25-28 ; заявл. 20.04.82 ; опубл. 07.09.83, Бюл. № 33 // Открытия. Изобретения. – 1983. – № 12. – 52 с.
- 3 **А. с. 1146186 СССР, МКИ В25 В 21/02; В 25 В 23/147.** Гайковерт фрикционно-импульсного действия / В. Н. Бузунов, С. С. Красовский, А. А. Богданович (СССР). – № 3578288/25-28; заявл. 08.04.83 ; опубл. 23.03.85, Бюл. № 11 // Открытия. Изобретения. – 1985. – № 11. – С. 56.
- 4 **А. с. 1146188 СССР, МКИ В25 В 23/14; 21/02.** Гайковерт фрикционно-импульсного действия / В. Н. Бузунов, А. А. Богданович, С. С. Красовский (СССР). – № 3616055/25-28 ; заявл. 11.07.83 ; опубл. 23.03.85, Бюл. № 11 // Открытия. Изобретения. – 1985. – № 11. – С. 81.
- 5 **А. с. 1265033 СССР, МКИ В25 В 21/02.** Гайковерт фрикционно-импульсного действия / С. С. Красовский (СССР). – № 3860734/25-28; заявл. 01.03.85 ; опубл. 23.10.86, Бюл. № 39 // Открытия. Изобретения. – 1986. – № 39. – С. 73.
- 6 **А. с. 729041 СССР, МКИ В25 В 21/00.** Рычажный гайковерт / В. М. Сибогатов, В. Н. Бузунов, С. С. Красовский (СССР). – № 2520296/25-28 ; заявл. 07.09.77 ; опубл. 25.04.80, Бюл. № 15 // Открытия. Изобретения. – 1980. – № 15. – С. 76.
- 7 **А. с. 986772 СССР, МКИ В25 В 21/00.** Гайковерт / А. С. Борисов, С. К. Корелин, В. А. Гурьев (СССР). – № 2899130/25-28, заявл. 26.03.80; опубл. 07.01.83, Бюл. № 1 // Открытия. Изобретения. – 1983. – № 1. – С. 81.
- 8 **А. с. 799941 (СССР).** Ударно-импульсный вращательный механизм / Сибогатов В. М., Красовский С. С. – Опубл. в Б. И. – 1981. – № 4.
- 9 **А. с. 969512 (СССР).** Ударно-импульсный вращательный механизм / Бузунов В. Н., Искрицкий В. М., Красовский С. С. – Опубл. в Б. И. – 1982. – № 40.
- 10 **А. с. 1047673 (СССР).** Гайковерт ударного действия / Богданович А. А., Бузунов В. Н., С. С. Красовский. – Опубл. в Б. И. – 1983. – № 38.
- 11 **А. с. 1126427 (СССР).** Гайковерт ударно-вращательного действия / Красовский С. С., Ведмедев А. Ф. – Опубл. в Б. И. – 1984. – № 44.
- 12 **А. с. 1258686 (СССР).** Гайковерт ударного действия / Красовский С. С., Ведмедев А. Ф. – Опубл. в Б. И. – 1988. – № 35.
- 13 **Бабаджаниди, М. И.** Отрыв болтов рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины / Бабаджаниди М. И. // Энергомашиностроение. – 1965. – № 3. – С. 45-46.
- 14 **Исаев, М. С.** Исследование надежности ручного механизированного инструмента в условиях эксплуатации на примере гайковертов ударно-вращательного действия : дис... канд. техн. наук. – М., 1975. – 168с.

- 15 **Карасев, А. П.** Исследование путей повышения качества сборки резьбовых соединений : дис... канд. техн. наук. – Челябинск, 1979. – 252 с.
- 16 **Новиков, М. П.** Основы технологии сборки машин и механизмов / Новиков М. П. – 5-е изд. – М. : Машиностроение, 1980. – 592 с.
- 17 **Изотов, А. Е.** Улучшать организацию производства в сборочных цехах / Изотов А. Е., Косилов В. В. // Тракторы и сельхозмашины. – 1967. – № 5. – С. 32–33.
- 18 **Щуренко, М. Л.** Измерение усилий при затяжке резьбовых соединений / Щуренко М. Л. // Вестник машиностроения. – 1956. – № 1. – С. 16–19.
- 19 **Зиняев, В. И.** Пневмотензометрический метод контроля усилия затяжки резьбовых соединений / Зиняев В. И. Ямпольский О. А. // Вестник машиностроения. – 1968. – № 3. – С. 48-49.
- 20 **Леенсон, М. А.** Опыт использования расчета механизмов ударно-вращательного действия / Леенсон М. А., Рябинов А. И., Ионов Ю. П. // Технология судостроения. – 1967. – № 2. – С. 45-49.
- 21 **Elektroschrauber in der Praxis. Schweir / Dürr Y [et al.] // Maschinenmarkt.** – 1981. – 81, № 8. – С. 46–50.
- 22 **Cornford, A. S.** Bolt preload-how can you be sure it's right? / Cornford A. S. // Much, Des. – 1975. – 47, № 5. – С. 78–82.
- 23 **Гельфанд, М. Л.** Сборка резьбовых соединений / Гельфанд М. Л., Ципенюк Я. И., Кузнецов О. К. – М.: Машиностроение, 1978. – 109 с.
- 24 **Yokota air tools.** Yokom Industrial co, Osaka, Japan, 1981, 10 с.
- 25 **Sigmund, Y. A.** Deenamic friction indicator and tightening system usable there with/ Sigmund Y. A. – Лат США кл. в. 23, р 19/04, № 137948.
- 26 **Johnson, Vowis Wien.** Screw-threaded joint assembly / Johnson Vowis Wien, Johnson Beuce Gordon. – лат. Великобрит. Кл. F 161333/06, № 8213002.
- 27 **Alois, Orieger.** Als Lenrmittel gestaltete me Beinrichtung fur Schraubenkrafsoevie Anzugs / Alois Orieger. – und Refbungsmomente an Srhraubenverbindugen. “Messtechn Briefe”, 1984, 20, № 2.
- 28 **Bosch, Druck luft** – Industrielwerkzeuge Programmubersient, 1980/81, ФРГ, 11 с.
- 29 **Air, Tools,** Fuji air tools co., Osaka, Japan, № 8009, 1981, 14 с.
- 30 **Hornschuch, Hanns,** Paulty Reginald, Rramer Leo. Yorgue control in pact wrench [Jngersoll Rand co.] Лат. США ки 173-12 (1325в19/00) № 3608131.
- 31 **Гельфанд, М. Л.** Исследование резьбозавертывающих машин ударного действия/ Гельфанд М. Л. – Дис... канд. техн. наук. – М., 1968. – 139 с.
- 32 **Гельфанд, М. Л.** Энергетический метод исследования затяжки резьбовых соединений резьбозавертывающими машинами ударного действия / Гельфанд М. Л. // Тр. ЦНИИТЭстроймаш. Научно-техн. реферат. сб. –1968. – Вып. 2. – С. 3–7.

- 33 **А. с. 1349991 (СССР).** Ударно-импульсный механизм / Красовский С. С., Булгаков Ю. В. – Оpubл. в Б.И. – 1987. – № 41.
- 34 **Spring, Edward F.** Pneumatic tool having a reverse air control valve with an integral regulator / Spring Edward F., Schaedler Raymond Лат США, кл. 173-163 (F₀₁ D1/30) № 3989113
- 35 **Rice, E. E.** Safer tightening far bolted joints / Rice E. E. // Machine Design. – 1976. – Vol. 48, № 15. – P. 100–104.
- 36 **Хираока, М.** Гайковерт ударного действия с регулировкой крутящего момента на струйных элементах. / Хираока М. // «Сангё кикай». – 1979. – № 347. – С. 57–59
- 37 Industrial assembly «Press Sew. Atlas cop co. AB Artic». – 1977. – № a11. – P. 13.
- 38 **А. с. 933437 (СССР)** Устройство для управления гайковертом / Мартынович Н. П. – Оpubл. в Б. И. – 1982. – № 21.
- 39 **Бузунов, В. Н.** Об эффективности ударной затяжки резьбовых соединений. / Бузунов В. Н., Искрицкий В. М. // Технология и организация производства. – 1976. – № 5. – С. 77.
- 40 **А. с. 291115 (СССР).** Способ контроля затяжки резьбовых соединений / Гельфанд М. Л., Ципенюк Я. И. – Оpubл. в Б. И. – 1971. – № 3.
- 41 **Искрицкий, В. М.** Гайковерты для крупных резьбовых соединений – технология и организация производства. / Искрицкий В. М. – 1982. – № 2. – С. 14–16.
- 42 **Ципенюк, Я. И.** Процесс ударной затяжки резьбовых соединений. / Ципенюк Я. И., Гельфанд М. Л. // Вестник машиностроения. – 1973. – № 11. – С. 59–60.
- 43 **Ципенюк, Я. И.** Некоторые вопросы ударно-импульсной затяжки резьбовых соединений. Механизированный инструмент и отделочные машины. / Ципенюк Я. И., Гельфанд М. Л. // Науч.-техн. сб. – 1969. – Вып. 2. – С. 3–14.
- 44 **Фудзивара, Дзюндзо.** Устройство для контроля момента затяжки для пневматических ударных гайковертов // Фудзивара Дзюндзо, Кода Фунитоси. // Патент Японии № 51–31719, кл. 76В 202 в 23/41.
- 45 **А. с. 993059 (СССР)** Устройство для измерения крутящего момента. Бондарчук П. Н., Забиронин В. В., Бирюков М. П. – Оpubл. в Б. И. – 1983. – № 4.
- 46 **Ципенюк, Я. И.** Некоторые вопросы ударно-импульсной затяжки резьбовых соединений. Механизированный инструмент и отделочные машины. / Ципенюк Я. И., Гельфанд М. Л. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1969, вып. 2, с. 3-15.
- 47 **Петриков, В. Г.** Некоторые вопросы обеспечения точности резьбы при накатывании. / Петриков В. Г., Шапошникова Н. Г. // Вестник машиностроения. – 1979. – № 9. – С. 30–33.
- 48 **Иосилевич, Г. Б.** Затяжка и стопорение резьбовых соединений / Иосилевич Г. Б., Строганов Г. Б., Шарковский Ю. В. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.

49 **Зиняев, В. И.** Пневмотензометрический метод контроля усилия затяжки резьбовых соединений. / Зиняев В. И., Ямпольский О. А. // Вестник машиностроения. – 1968. – № 3. – С. 48–49.

50 **Иосилевич, Г. Б.** Затяжка и стопорение резьбовых соединений / Иосилевич Г. Б., Шарковский Ю. В. – М. : Машиностроение, 1971. – 183 с.

51 **А. с. 336435 (СССР).** Способ повышения податливости затяжки резьбового соединения / Матуев Б. А. – Оpubл. в Б. И. – 1972. – № 14.

52 **А. с. 675324 (СССР).** Устройство для контроля усилий в резьбовых соединениях / Герасименко Н. П., Шарый В. В. – Оpubл. в Б.И. – 1979. – № 27

53 **Биргер, И. А.** Резьбовые соединения / Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. – М. : Машиностроение, 1973. – 256 с.

54 **Старостин, И. Г.** К оценке методов затяжки ответственных резьбовых соединений / Старостин И. Г. // Электрохимическая обработка металлов и вопросы точности в авиационном машиностроении. : тр. КуАИ – 1967. – Вып. XXVI. – С. 77–87.

55 **Westerlung, B.** Sicherheit und Zuverlässigkeit neue Erkenntnisse bei der Schraubenmontage / Westerlung B., Krötz R. Z. // Verbindunstechnik. – Mai, 1975. – № 5. – С. 31–36.

56 **Чаннов, В. И.** Способ контроля усилия затяжки резьбовых соединений. / Чанов В. И., Устинов В. В. // Прогрессивные методы повышения прочности характеристик крепежных соединений, обеспечивающих надежную работу изделий машиностроения : тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. – Уфа, 1981. – С. 173–174.

57 **А. с. 647564 (СССР).** Способ контроля усилия затяжки резьбовых соединений / Чаннов В. И., Устинов В. В., Щукин В. А. – Оpubл. в Б. И. – 1979. – № 6.

58 **А. с. 254409 (СССР).** Способ затяжки резьбовых соединений. Ципенюк Я. И., Гельфанд М. Л. – Оpubл. в Б. И. – 1969. – № 3.

59 **Холодкова, А. Г.** Пути повышения точности усилия затяжки при выполнении ответственных резьбовых соединений / Холодкова А. Г., Мухамбетов Г. М., Алексеев А. Г. // Механизация и автоматизация ручных трудоемких работ в машиностроении : тез. докл. респ. науч.-техн. сов. – Ижевск, 1981. – С. 42–45.

60 **Mayer, G.** Verfahren zum Überwachen von Schraubvorgängen / Mayer G. – Пат. ФРГ, кл. G 011321|22 G 01L 5/24, № P 32185570.

61 **А. с. 795928 (СССР).** Способ затяжки резьбовых соединений / Чанов В. И., Устинов В. В. – Оpubл. в Б. И. – 1981. – № 2.

62 **Водолазская, Е. Г.** Исследование вопросов контроля момента в резьбовых соединениях при ударной затяжке / Водолазская Е. Г. – Дис... канд. техн. наук.

63 О контроле усилий при ударно-импульсной затяжке резьбовых соединений / Бузунов В. Н., Красовский С.С., Водолазская Е.Г., Булгаков Ю.В. // Механизированный инструмент и оборудование для автоматической сборки – важнейший фактор повышения производительности труда : тез. докл. Всесоюз. научн.-практ. сов. – Барнаул, 1983. – С. 6–11.

64 **Бузунов, В. Н.**, Совершенствование устройств для контроля усилий в болтах при ударной затяжке / Бузунов В. Н., Водолазская Е. Г., Красовский С. С. // Прогрессивные технологические процессы, механизация и автоматизация трудоемких работ : тез. докл. Всесоюз. научн.-техн. конф. – Ижевск, 1983. – С. 76–78.

65 О результатах исследования устройств для контроля усилий при ударной затяжке резьбовых соединений / Бузунов В. Н., Водолазская Е. Г., Красовский С. С., Коцаренко С. Е. // Основные направления повышения технического уровня и качества ручных машин (механизированного инструмента) : тез. Всесоюз. научн.-техн. сов. – Даугавпилс, 1982. – С. 56–57.

66 **Бузунов, В. Н.** Повышение качества сборки резьбовых соединений / Водолазская Е. Г., Красовский С. С. // Механизация и автоматизация сборки изделий машиностроения для агропромышленного комплекса. «Сборка-83» : тез. докл. Всесоюз. научн.-техн. сов. – М., 1983. – С. 57–58.

67 **Бузунов, В. Н.** Контроль усилий в болтах при ударной затяжке / Бузунов В. Н., Водолазская Е. Г. // Технология и организация производства. – 1981. – № 1. – С. 56–57.

68 **А. с. 747712 (СССР).** Гайковерт ударно-импульсного действия / Бузунов В. Н., Водолазская Е. Г. – Оpubл. в Б.И. – 1980. – № 26.

69 **Arnold, G.** Stapel. Wenn's sich um die Sehrube dreht / Arnold G. // Druckluftpraxis. – 1981. – S. 24–30.

70 **Гельфанд, М. Л.** Эффективные методы затяжки резьбовых соединений / Гельфанд М. Л., Ципенюк Я. И., Кунин Б. Э. // Монтажные и специальные работы в строительстве. – 1974. – № 5. – С. 23–24.

71 **Леенсон, М. А.** Особенности затяжки ответственных резьбовых соединений больших диаметров / Леенсон М. А., Симкин Е. А. // Вестник машиностроения. – 1968. – № 10. – С. 48–50.

72 **Тодоров, А. Д.** Исследование затяжки крупных резьбовых соединений / Тодоров А. Д. – Дис... канд. техн. наук. – Харьков, 1972. – 150 с.

73 **Simple, A.** Method to calculate the Force Ration of Bolted joints. The case where clamped parts are circular flanges and pipe flanges Sawa Yoshiyuki / Simple A. // Shiraishi Hiroyuki "Bull as Me". – 1983, 26, № 216, 1088–1095.

74 **Muck, G.** Druckluftshrauber mit elektronisher steneund / Muck G. // Werkstattsteckick. – 1979. – 69, № 4. – 217–221.

75 **Yrving, R. R.** Who knows haw tight is tight? / Yrving R. R. // Yran Age. – 1968, 2002. – № 4. – С. 85–92.

76 Tension indicator for fastening means / Elsner E. C., Hahn F. G., Littlebury H. W., Fink M. C. – Анг. пат. № 1177594.

77 **Spizig, L. S.** Begrenzen der Bestimmungsgrößen beim Schraubvorgang / Spizig L. S. // Wt-Z. ind Zerting. – 1973. – № 63. – С. 624–628.

78 **Schmidt, G.** Momeutgenau und sicher mit num M.-Plus-Schrauber bis M3 / Schmidt G. // Ölhydraulik und Pneumatick. – 1974. – 25, № 4. – С. 363–364.

79 **Новиков, М. П.** Основы технологии сборки машин и механизмов / Новиков М. П. – М. : Машгиз, 1962. – С. 420.

80 **Osgood, C. C.** How electtcity in fluences Bolted joint Des / Osgood C. C. // Mach. Pes. – 1972. – t 44, № 6. – P. 104–107.

81 **Гельфанд, М. Л.** Ручные резьбозавертывающие машины / Гельфанд М. Л. – М. : НИИинфстройдоркоммунмаш, 1966. – С. 47.

82 **А. с. 282173 (СССР).** Гайковерт с ударно-импульсным механизмом / Гельфанд М. Л., Ципенюк Я. И. – Оpubл. в Б. И. – 1970. – № 16.

83 **А. с.1004092 (СССР).** Ударный гайковерт / Антипов Г. А., Гельфанд М. Л., Ципенюк Я. И. – Оpubл. в Б. И. – 1983. – № 10.

84 **Ципенюк, Я. И.** ЦНИИТЭстроймаш. Серия 10 / Ципенюк Я. И. // Строительное, дорожное и коммунальное машиностроение. – 1982. – Вып. 6. – С. 8.

85 **Bauer, C. O.** Acceptance test for bolts, screws and fasters and their agreement with conditions of use / Bauer C. O. // Wire World Lnt, 12, 1970, № 12.

86 **Захаров, В. Н.** Определение неравномерности усилия затяжки в групповом резьбовом соединении. / Захаров В. Н. // Электрофизические методы обработки сплавов и вопросы технологии авиадвигателестроения : тр. КуАИ. – 1971. – С. 96–105.

87 **Кусницын, Г. И.** Пневматические ручные машины : справочник / Кусницын Г. И. – М. : Машиностроение, 1968. – 472 с.

88 **Бузунов, В. Н.** О результатах производственных испытаний пневматического импульсно-фрикционного гайковерта в условиях конвейерной сборки / Бузунов В. Н., Богданович А. А. // Повышение организационно-технического уровня сборочного производства на предприятиях минсельхозмаша : Всесоюз. научн.-техн. сем. – Павлодар, 1984. – С. 146–148.

89 **А. с. 1187974 (СССР).** Гайковерт фрикционно-импульсного действия / Красовский С. С. – Оpubл. в Б. И. – 1985. – № 40.

90 **Бузунов, В. Н.** Методы контроля момента при ударной затяжке резьбовых соединений / Бузунов В. Н., Красовский С. С., Водолазская Е. Г. // Повышение организационно-технического уровня сборочного производства на предприятиях минсельхозмаша : Всесоюз. научн.-техн. сем. – Павлодар, 1984. – С. 118–120.

91 **А. с. 1143586 (СССР).** Гайковерт ударно-импульсного действия / Бузунов В. Н., Красовский С. С. – Оpubл. в Б. И. – 1985. – № 9.

92 **А. с. 1166985 (СССР).** Гайковерт ударно-импульсного действия / Красовский С. С., Булгаков Ю. П. – Оpubл. в Б. И. – 1985. – № 26.

93 **А. с. 1174245 (СССР).** Пневматический гайковерт ударно-импульсного действия с тарированным моментом затяжки / Бузунов В. Н., Красовский С. С. – Оpubл. в Б. И. – 1985. – № 31.

94 **А. с. 1069986 (СССР).** Гайковерт ударно-импульсного действия с тарированным моментом затяжки / Бузунов В. Н., Красовский С. С. – Оpubл. в Б. И. – 1984. – № 4.

95 **А. с. 1147558 (СССР).** Насадка к гайковерту ударно-импульсного действия / Красовский С. С., Богданович А. А. – Оpubл. в Б. И. – 1985. – № 12.

96 **А. с. 1220777 (СССР).** Устройство для контроля момента затяжки резьбовых соединений / Бузунов В. Н., Красовский С. С. – Оpubл. в Б. И. – 1986. – № 12.

97 **А. с. 1258687 (СССР).** Устройство для контроля момента затяжки резьбовых соединений / Бузунов В. Н., Красовский С. С. – Оpubл. в Б. И. – 1986. – № 35.

98 **А. с. 1146189 (СССР).** Насадка к гайковерту ударно-импульсного действия / Бузунов В. Н., Красовский С. С. – Оpubл. в Б. И. – 1985. – № 11.

99 **Бузунов, В. Н.** Тарированная ударно-импульсная затяжка резьбовых соединений / Бузунов В. Н., Красовский С. С. // Депонированная рукопись. – М. : ВИНТИ, 1984. – № 7 (153). – С. 167.

100 **Александров, Е. В.** Прикладная теория и расчеты ударных систем. / Александров Е. В., Соколинский В. Б. – М. : Наука, 1969. – 201 с.

101 **Биргер, И. А.** Расчет на прочность деталей машин / Биргер И. А., Щорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. – М. : Машиностроение, 1979. – 702 с.

102 **Биргер, И. А.** Резьбовые соединения / Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. – М. : Машиностроение, 1973. – 254 с.

103 **Клячкин, Н. Л.** Расчет групповых резьбовых соединений / Клячкин Н. Л. – Саратов: Приволжское книжное изд-во, 1972. – 367 с.

104 **Junker, G.H.** Die Streeckrenye als Steuerungsgröße bei der Schraubenmontage / Junker G.H., Dieter S. – VDJ.Y, 1975. – 117, № 12. – С. 1014–1016.

105 **Кацев, П. Г.** Статические методы исследования режущего инструмента / Кацев П. Г. – М. : Машиностроение, 1968. – 156 с.

106 **Румшинский, Л. З.** Элементы теории вероятностей / Румшинский Л. З. – М. : Наука, 1976. – 240 с.

107 **Щиголев, Б. М.** Математическая обработка наблюдений / Щиголев Б. М. – М. : Изд. физико-математической литературы, 1962. – 344 с.

108 Тензометрия в машиностроении / под. ред. Манарова Р. А. – М. : Машиностроение, 1975. – 288 с.

109 **Рабинович, С. Г.** Погрешности измерений / Рабинович С. Г. – Л. : Энергия, 1978. – 262 с.

110 **Бузунов, В. Н.** Эффективный метод контроля момента при ударной затяжке резьбовых соединений и его реализация / Бузунов В. Н., Красовский С. С. // Депонированная рукопись. – М. : ВИНТИ, 1986. – № 8 (178). – С. 119.

111 **Бузунов, В. Н.** Повышение точности и упрощение технологии контроля при ударной затяжке резьбовых соединений / Бузунов В. Н., Красовский С. С. // Прогрессивные технологические процессы, механизация и автоматизация ручных и трудоемких работ. Новое в сварке : тез. докл. ВсесОЮЗ. научн.-техн. конф. – Ижевск, 1986. – С. 52–53.

112 **А. с. 1373558 (СССР).** Устройство для контроля затяжки резьбовых соединений / Красовский С. С. – Оpubл. в Б. И. – 1988. – № 6.

113 **А. с. 1422547 (СССР).** Насадка к гайковерту ударного действия / Бузунов В. Н., Красовский С. С., Невидомская Н. М. – не публикуется.

Наукове видання

КРАСОВСЬКИЙ Сергій Савелійович

**МЕТОДИ І ЗАСОБИ
СТВОРЕННЯ ЗАДАНИХ ЗУСИЛЬ
У РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАННЯХ**

Редактор О. М. Болкова

Комп'ютерна верстка О. П. Ордіна

109/2008. Підп. до друку . Формат 60 x 84/16.
Папір офсетний. Ум. друк. арк. 8,37. Обл.-вид. арк. 8,45.
Тираж прим. Зам. № .

Донбаська державна машинобудівна академія
84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72.
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру
серія ДК №1633 від 24.12.03.