

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королева»

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАТЯНУТОГО БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Методические указания к лабораторной работе

Самара 2007

Составители: Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков

УДК 621.822.7.001.2:621.891(075)

Исследование затянутого болтового соединения:

Метод. указания к лаб. работе / Самар. гос. аэрокосм. ун-т; Сост. *Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков*. Самара, 2007. 16 с.

Приводится описание экспериментальной установки и методики проведения лабораторных исследований силовых соотношений в затянутом резьбовом соединении. Даются указания по оценке коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки и определению эквивалентных и нормальных напряжений в стержне болта.

Рекомендуется студентам инженерно-технических специальностей вуза при изучении курсов "Детали машин", "Прикладная механика" и "Основы конструирования машин".

Подготовлены на кафедре основ конструирования машин.

Печатаются по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета.

Рецензент: С.В. Фалалеев

Цель работы – экспериментальная проверка соотношения эквивалентных и нормальных напряжений в затянутых болтовых соединениях; установление зависимости между моментом затяжки и осевым усилием в болте; определение коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки.

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

Соединения деталей с помощью резьбы являются одним из старейших и наиболее распространенных видов разъемного соединения. К ним относятся соединения с помощью болтов, винтов и т. д.

Достоинствами резьбовых соединений являются:

- высокая нагрузочная способность;
- универсальность (возможность соединения деталей из любых, в том числе разнородных материалов);
- возможность создания больших усилий затяжки;
- возможность самоторможения;
- технологичность в изготовлении.

Недостатками резьбовых соединений являются:

- большой вес деталей соединения;
- большие значения концентраторов напряжений от резьбы.

По форме основной поверхности различают *цилиндрические и конические резьбы*. Наиболее распространена цилиндрическая резьба.

Профиль резьбы – контур сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось основной поверхности. По форме профиля различают *треугольные, прямоугольные, трапецеидальные, круглые и другие резьбы*.

По направлению винтовой линии различают *правую и левую резьбы*. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой – справа налево и вверх. Наиболее распространена правая резьба.

Если витки резьбы расположены по двум или нескольким параллельным винтовым линиям, то они образуют *многозаходную резьбу*. По числу захода различают *однозаходную, двухзаходную* и т. д. резьбы. Наиболее распространена однозаходная резьба. *Все крепежные резьбы однозаходные. Многозаходные резьбы применяются преимущественно в винтовых механизмах.*

Методы изготовления резьбы:

1. Нарезкой вручную метчиками или плашками. Его применяют в индивидуальном производстве и при ремонтных работах.
2. Нарезкой на токарно-винторезных или специальных станках.
3. Фрезерованием на специальных резьбофрезерных станках.
4. Накаткой на специальных резьбонакатных станках-автоматах. Этим высокопроизводительным и дешевым способом изготавливают большин-

ство резьб стандартных крепежных деталей (болты, винты и т. д.). Накатка существенно упрочняет резьбовые детали.

5. Литьем на деталях из стекла, пластмассы, металлокерамики и др.
6. Выдавливанием на тонкостенных давленных и штампованных изделиях из жести, пластмассы и т. д.

Основные типы резьб. По назначению различают *резьбы крепежные* и *резьбы для винтовых механизмов*.

Резьбы крепежные: *метрическая* с треугольным профилем (рис. 1) –

основная крепежная резьба; *трубная* – треугольная со скругленными вершинами и впадинами (угол профиля $\alpha = 55^\circ$) и *круглая*.

Резьбы винтовых механизмов (ходовые резьбы): *прямоугольная* (нетехнологична); *трапецидальная симметричная* (рис. 2); *трапецидальная несимметричная* или *упорная* (рис. 3).

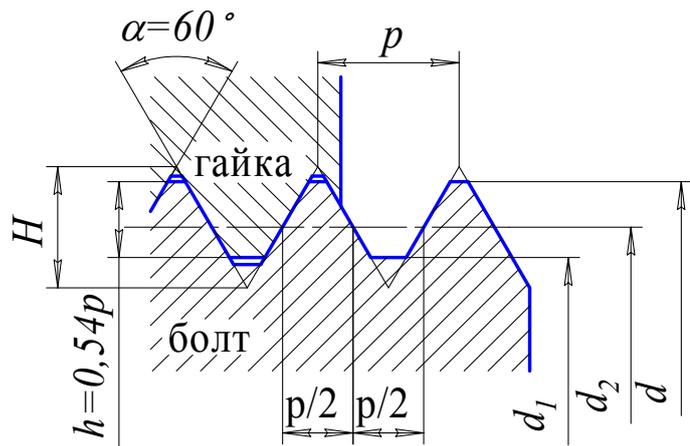


Рис. 1. Профиль метрической резьбы

Выбор профиля резьбы определяется многими факторами,

важнейшие из которых прочность, технологичность и силы трения в резьбе. Крепежная резьба должна обладать высокой прочностью и относительно большими силами трения, предохраняющими крепежные детали от самоотвинчивания. Резьбы винтовых механизмов должны быть с малыми силами трения, чтобы повысить к. п. д. и уменьшить износ. Прочность во многих случаях не является для них основным критерием, определяющим размеры винтовой пары.

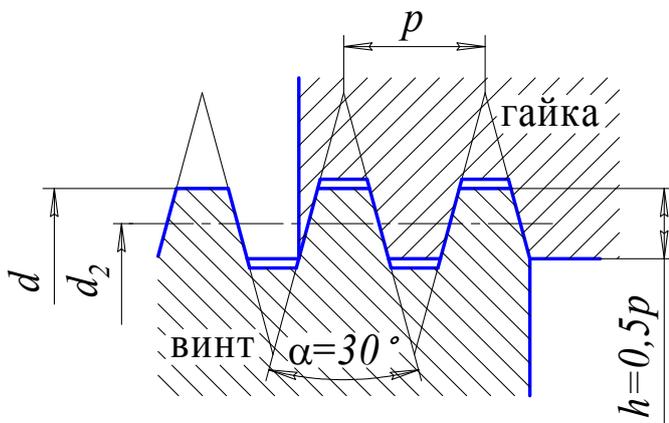


Рис. 2. Профиль трапецидальной симметричной резьбы

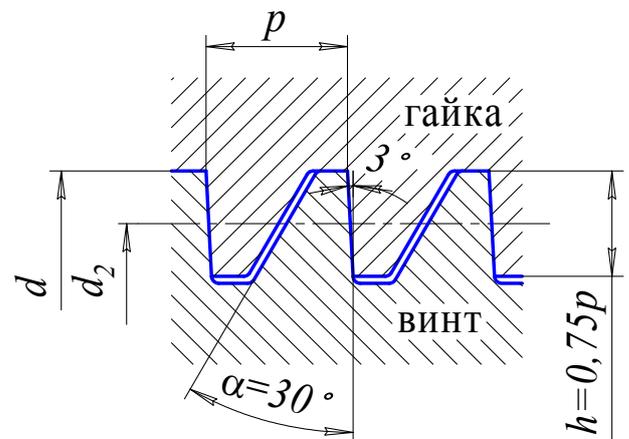


Рис. 3. Профиль упорной резьбы

Резьба метрическая (см. рис. 1) получила свое название потому, что все ее размеры измеряются в миллиметрах (в отличие от дюймовой резь-

бы, размеры которой измеряются в дюймах).

Геометрические параметры резьбы: d – наружный диаметр; d_1 – внутренний диаметр (номинальные значения d и d_1 одинаковы для винта и гайки, зазоры во впадинах образуют за счет предельных отклонений размеров диаметров); d_2 – средний диаметр (диаметр воображаемого цилиндра, образующая которого пересекает резьбу в таком месте, где ширина выступа равна ширине впадины); p – шаг (расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы или относительное перемещение гайки за один оборот); $\alpha = 60^\circ$ – угол профиля метрической резьбы; ψ – угол подъема (угол подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру, [рис. 4](#)).

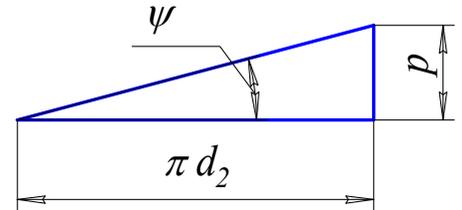


Рис. 4. Развертка резьбы

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{p}{\pi d_2}. \quad (1)$$

Вершины витков и впадин метрической резьбы притуплены по прямой или по дуге окружности, что необходимо для уменьшения концентрации напряжений, предохранения от повреждений (забоин) в эксплуатации, повышения стойкости инструмента при нарезании (см. [рис. 1](#)). Вершины профиля резьбы винта притупляются по прямой на расстояние $H/8$ и вершин профиля резьбы гайки на расстоянии $H/4$ от вершин теоретического профиля. Высота исходного треугольника теоретического профиля $H = p/2 \operatorname{ctg}30^\circ \approx 0,866 p$; $h \approx 0,54 p$ – рабочая высота профиля, по которой соприкасаются боковые стороны резьб винта и гайки.

Сопоставим профили резьб ([рис. 5](#)). Осевая сила $F_{\text{зат}}$, действующая по стержню винта, уравновешивается реакцией гайки, распределенной по виткам резьбы. На [рис. 5](#) эта реакция условно заменена сосредоточенной силой F_n , нормальной к линии профиля. При этом $F_n = F_{\text{зат}} / \cos \gamma$ и сила трения

$$F_{\text{тр}} = F_n f = \frac{F_{\text{зат}} f}{\cos \gamma} = F_{\text{зат}} f_{\text{пр}},$$

где f – действительный коэффициент трения; $f_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент трения в резьбе:

$$f_{\text{пр}} = \frac{f}{\cos \gamma}.$$

Для крепежной метрической резьбы $\gamma = \alpha/2 = 30^\circ$ и $f_{\text{пр}} = 1,15 f$; для ходовой трапецеидальной симметричной резьбы $\gamma = \alpha/2 = 15^\circ$ и $f_{\text{пр}} = 1,03 f$;

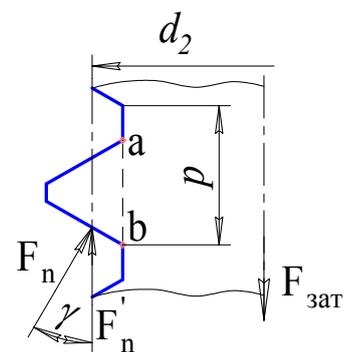


Рис. 5. Усилия в резьбе

для ходовой упорной резьбы $\gamma = 3^\circ$ и $f_{\text{пр}} \approx f$; для прямоугольной резьбы $\gamma = 0$ и $f_{\text{пр}} = f$. Таким образом, в крепежной метрической резьбе силы трения на 15...12 % больше, чем в ходовых резьбах.

Прочность резьбы на срез рассчитывают по сечению $a - b$ (рис. 5). Определяют коэффициент полноты резьбы $k_{\text{п}} = ab/p$. Для треугольной резьбы $k_{\text{п}} \approx 0,87 p$, трапецеидальной $k_{\text{п}} \approx 0,65 p$, прямоугольной $k_{\text{п}} = 0,5 p$. Следовательно, при одном и том же шаге резьбы p треугольная резьба примерно в два раза прочнее прямоугольной. Учитывая это обстоятельство, основные крепежные резьбы выполняют с треугольным профилем, а ходовые – с прямоугольным или близким к нему.

Все геометрические параметры резьб и допуски на их размеры стандартизованы. Стандарт предусматривает метрические резьбы с крупным и мелким шагом.

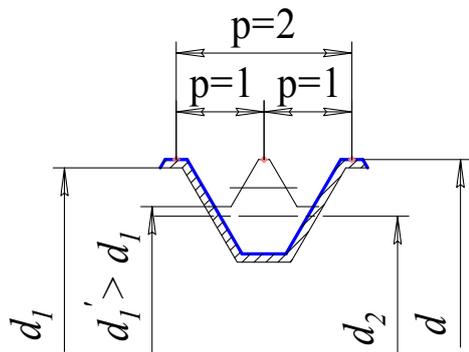


Рис. 6. Уменьшение шага

внутренний диаметр d_1 увеличивается.

Увеличение диаметра d_1 повышает прочность стержня винта, а уменьшение угла подъема увеличивает самоторможение в резьбе, т. е. уменьшает возможность самоотвинчивания. По этим причинам мелкие резьбы находят применение для динамически нагруженных соединений, склонных к самоотвинчиванию, а также полых тонкостенных и мелких деталей (авиация, точная механика, радиотехника и т. п.).

В общем машиностроении основное применение имеют резьбы с крупным шагом, как менее чувствительные к износу и ошибкам изготовления.

Резьба прямоугольная, широко применявшаяся ранее в винтовых механизмах, в настоящее время не стандартизована и почти вытеснена трапецеидальной. Резьба трапецеидальная изготавливается с симметричным (см. рис. 2) и несимметричным (см. рис. 3) профилями. Симметричную резьбу используют для передачи двустороннего (реверсивного) движения под нагрузкой. Несимметричная резьба предназначена для одностороннего движения под нагрузкой и называется упорной резьбой. Она применяется для винтов-домкратов, прессов и т. п.

При завинчивании резьбового соединения со стороны ключа на гайку передается момент $T_{\text{кл}}$, необходимый для преодоления моментов трения в резьбе T_p и на торце гайки T_T (рис. 7):

$$T_{\text{кл}} = T_p + T_T.$$

Возникающее в результате затяжки резьбового соединения осевое усилие (усилие затяжки) $F_{\text{зат}}$ и моменты трения T_p и T_T связаны между собой линейными соотношениями [1].

Момент трения в резьбе определим, рассматривая гайку как ползун, поднимающийся по виткам резьбы, как по наклонной плоскости (рис. 8). Ползун находится в равновесии, если равнодействующая R системы внешних сил отклонена от нормали n - n на угол трения φ' . В нашем случае внешними являются осевая сила $F_{\text{зат}}$ и окружная сила $F_t = 2 T_p / d_2$.

При перемещении элемента гайки по витку резьбы момент сил трения определяется зави-

$$T_p = F_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi'),$$

где φ' – приведенный угол трения в резьбе.

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_p}{\cos(0,5\alpha)},$$

где f_p – коэффициент трения в резьбе.

При завинчивании гайки момент трения на торце ее обуславливается трением между гайкой и шайбой или гайкой и соединяемой деталью при отсутствии шайбы (шайба при завинчивании вращаться не должна). Принимая давление по торцу гайки равномерно распределенным момент сил трения T_T – можно

$$T_T = \frac{1}{3} F_{\text{зат}} f_T \frac{S^3 - d_{\text{отв}}^3}{S^2 - d_{\text{отв}}^2},$$

где f_T – коэффициент трения на торце гайки с шайбой; S – наружный диаметр опорной поверхности гайки (размер под ключ); $d_{\text{отв}}$ – диаметр отвер-

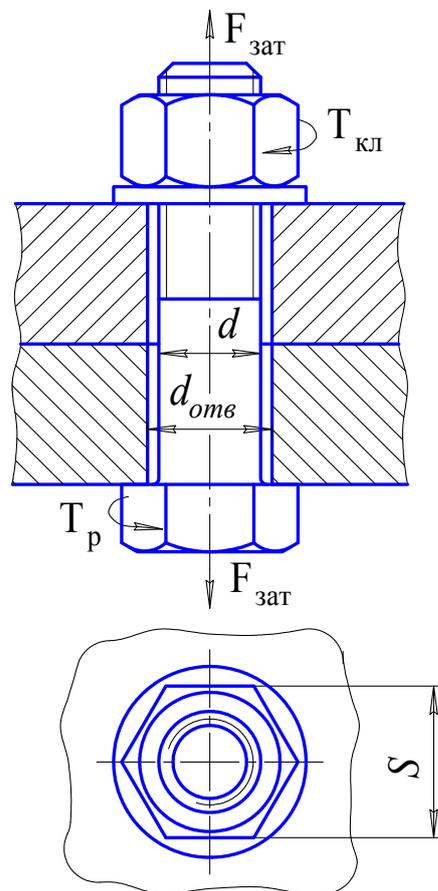


Рис. 7. Схема действующих сил

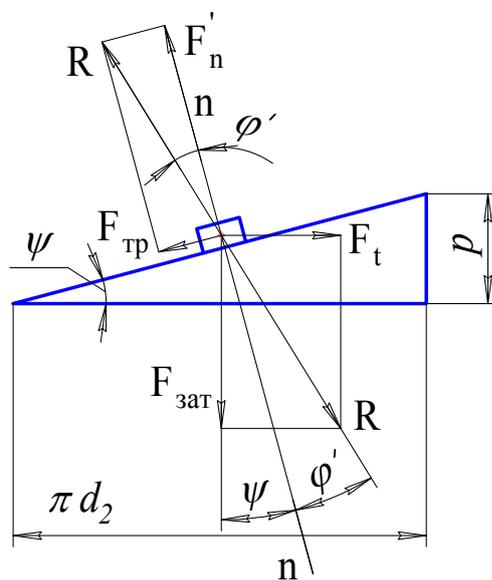


Рис. 8. Схема сил при завинчивании гайки

ствия шайбы (или диаметр отверстия опорной поверхности соединяемой детали, равный диаметру отверстия под болт).

При завинчивании резьбового соединения усилием приложенным к ручке ключа F_p стандартным гаечным ключом длиной L момент на ключе $T_{кл} = F_p L$. Для средних значений параметров резьбового соединения можно определить выигрыш в силе $F_{зат} \approx 90 F_p$. Поэтому в силовых конструкциях не допускаются болты менее чем М6.

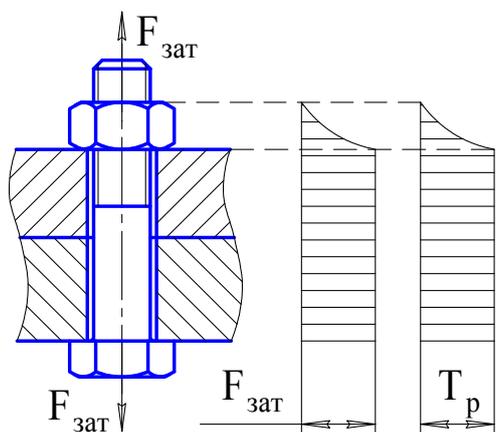


Рис. 9. Нагрузки при затяжке болтового соединения

В ряде случаев болтовое соединение используется для обеспечения герметичности сосудов низкого давления. Тогда внешними нагрузками на соединение можно пренебречь и напряжения в стержне болта возникают при затяжке гайки. Схема нагрузок в соединении приведена на рис. 9.

Расчетным сечением для стержня болта будет сечение с резьбой, воспринимающее полное усилие затяжки $F_{зат}$ и крутящий момент, равный моменту трения в резьбе T_p . В расчетном сечении возникают напряжения растяжения и кручения:

$$\sigma_p = \frac{4F_{зат}}{\pi d_1^2} \quad \text{и} \quad \tau_{кр} = \frac{16 T_p}{\pi d_1^3}.$$

Стержень болта находится в сложном напряженном состоянии. Эквивалентное напряжение может быть определено по энергетической теории прочности $\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2}$. Подставляя значения σ_p и $\tau_{кр}$, после преобразования получим

$$\sigma_{эkv} = \sigma_p \sqrt{1 + 12 \left[\frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \right]^2} = \sigma_p k_{кр},$$

здесь $k_{кр}$ – коэффициент, учитывающий напряжения кручения в стержне.

Для стандартных метрических резьб при стальных деталях соединения имеем $d_2/d_1 \approx 1,12$; $\psi \approx 2^\circ 30'$; $\varphi' \approx 8^\circ$; $k_{кр} = 1,25 \dots 1,35$.

В практических расчетах проверку прочности по приведенным напряжениям заменяют проверкой прочности по напряжениям растяжения при увеличенной нагрузке:

$$\sigma_p = \frac{4k_{кр} F_{зат}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p].$$

Условие прочности болта требует, чтобы при испытаниях усилие затяжки не превышало допустимого: $[F_{\text{зат}}] = \frac{\pi d_1^2 [\sigma_p]}{4 k_{\text{кр}}}$,

здесь $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения, МПа.

Усилие затяжки болтов в конструкциях авиационной техники назначается и контролируется.

Наиболее распространенным методом контроля усилия затяжки является *контроль момента на ключе* при завинчивании гайки с помощью динамометрического ключа. Этот метод основан на зависимости:

$$T_{\text{кл}} = T_p + T_T = F_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + \frac{1}{3} F_{\text{зат}} f_T \frac{S^3 - d_{\text{отв}}^3}{S^2 - d_{\text{отв}}^2}.$$

Видна линейная зависимость момента на ключе от усилия затяжки. Метод контроля прост, но неточен, так как коэффициенты трения в резьбе и на торце гайки имеют большой разброс.

Еще более простым методом контроля усилия затяжки является *контроль по углу поворота гайки*. Угол поворота гайки определяет величину перемещения гайки по длине винта. Это перемещение определяется деформациями растяжения винта и сжатия деталей, т.е. пропорционально усилию затяжки. Однако метод тоже неточен, так как зависит от пластических деформаций витков резьбы, опорных поверхностей и микронеровностей шероховатых поверхностей.

Наиболее точным является *контроль затяжки по деформации* удлинения болта. Однако этот метод нетехнологичен на производстве и применяется в основном в лабораторных условиях.

При выборе материала учитывают условия работы, значения и характер нагрузки, способ изготовления и объем производства. Например, стандартные крепежные изделия общего назначения изготавливают из низко- и среднеуглеродистых сталей типа сталь 10 ... сталь 35. Легированные стали 35Х, 30ХГСА применяют для высоконагруженных деталей при переменных и ударных нагрузках, при высоких температурах, в агрессивных средах и пр.

Для повышения прочности, коррозионной стойкости и жаропрочности применяют специальные виды термической и химико-термической обработки, а также нанесения гальванических и других покрытий.

Допускаемое напряжение можно определить по зависимости

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{s},$$

где σ_T – предел текучести материала болта, МПа, s – запас прочности.

Для болтовых соединений $\sigma_T = 360$ (ст. 45) ... 900 (ст. 30ХГСА) МПа; при затяжке динамометрическим ключом $s = 1,6...2$; при замере удлинения болта $s = 1,3...1,5$.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Экспериментальная установка представляет собой приспособление для нагружения болта и измерения усилия затяжки (рис. 10). Для затяжки болта применяется динамометрический ключ. В корпусе 1 приспособления крепится силоизмерительное устройство – предварительно протарированная динамометрическая пружина 5. В центре пружины устанавливается испытуемый болт 4, головка которого опирается на сферическую шайбу 2. Болт затягивается гайкой 8, торец которой опирается на шайбу 9. Для исключения поворота болта в момент затяжки головка его удерживается сухарем 3.

Момент на ключе определяется при сборке по схеме рис. 10, а. При этом шайба 9 опирается на втулку 7 и удерживается от поворота штифтами. При сборке по схеме, показанной на рис. 10, б, шайба 9 опирается на упорный шарикоподшипник 10. В этом случае исключается трение на опорной поверхности гайка и в связи с малостью момента трения в подшипнике момент на ключе принимается равным моменту трения в резьбе. Таким образом, имеется возможность измерения на установке полного момента $T_{кл}$, момента трения в резьбе T_p и усилия затяжки $F_{зат}$.

Усилие затяжки болта определяется по показаниям индикатора б:

$$F_{зат} = 5 \cdot 10^4 \Delta_1,$$

здесь Δ_1 – показания индикатора, мм; $F_{зат}$ – усилие затяжки, Н.

Момент завинчивания определяется по показаниям предварительно протарированного динамометрического ключа:

$$T_{кл} = 5 \cdot 10^3 \Delta_2,$$

здесь Δ_2 – число делений тарировочного ключа, $T_{кл}$ – момент завинчивания, Н·мм.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Исследованию подвергают комплект – болт с гайкой и шайбой, который может быть обезжирен бензином или смазан жидкой смазкой (по указанию преподавателя).
2. Определяют и заносят в табл. 1 характеристики испытуемого соединения.

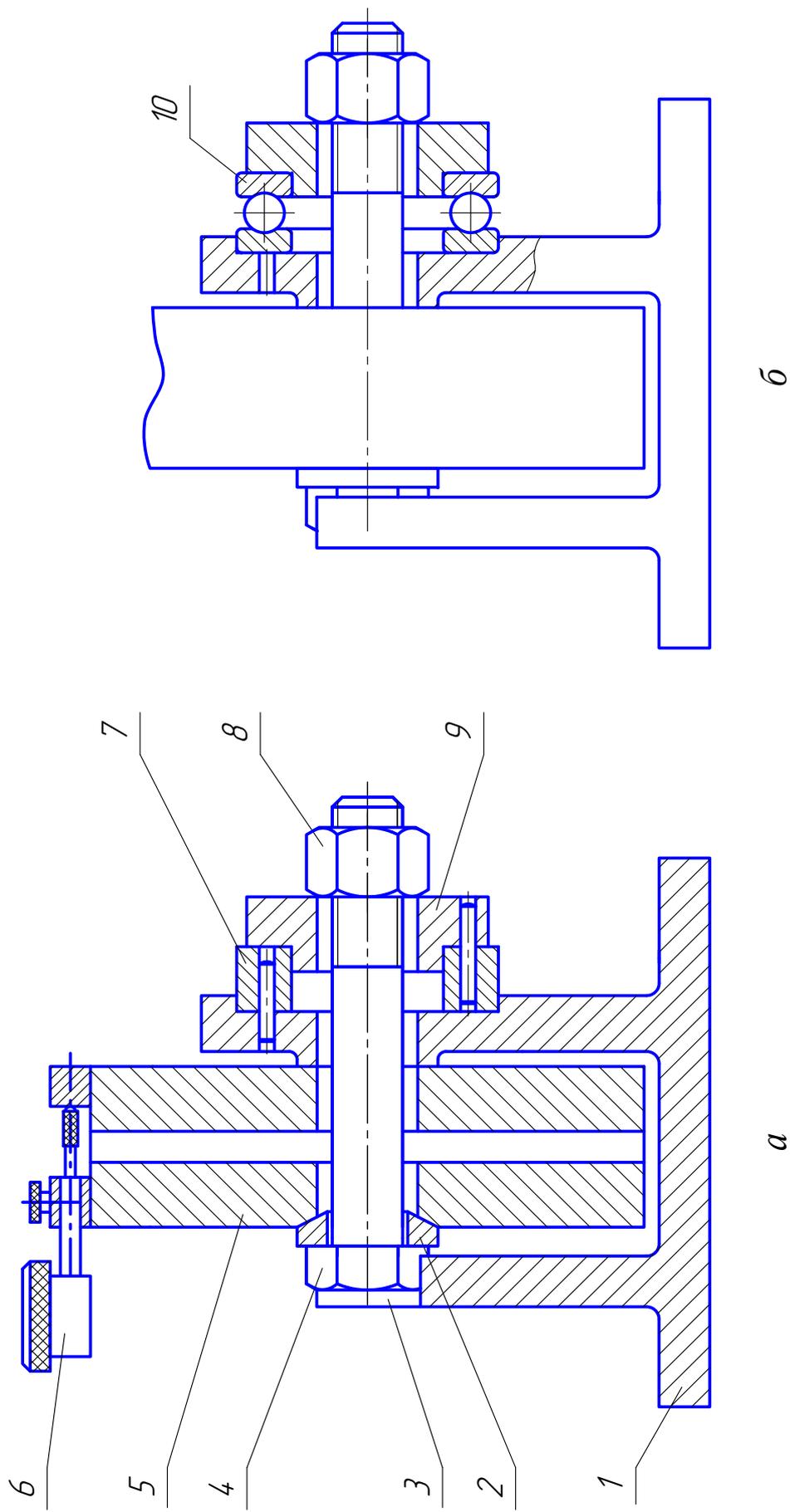


Рис. 10. Схема сборки установки: а – для определения полного момента на ключе $T_{кл} = T_p + T_T$; б – для определения момента в резьбе T_p ($T_T \approx 0$)

Таблица 1. Характеристики болтового соединения

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Определение	Величина
Наружный диаметр резьбы	d	мм	18	
Шаг резьбы	p	мм	2,5	
Внутренний диаметр резьбы	d ₁	мм	15,294	
Средний диаметр резьбы	d ₂	мм	16,376	
Угол подъема резьбы	ψ	градус	$\psi = \arctg \frac{p}{\pi d_2}$	
Площадь сечения болта по внутреннему диаметру	A	мм ²	$A = \frac{\pi d_1^2}{4}$	
Полярный момент сопротивления сечения болта по внутреннему диаметру	W _p	мм ³	$W_p = \frac{\pi d_1^3}{16}$	
Размер под ключ гайки	S	мм	24	
Диаметр отверстия под болт	d _{отв}	мм	19	
Средний диаметр опорной поверхности гайки	d _{ср}	мм	$d_{ср} = \frac{S + d_{отв}}{2}$	
Материал болта	–		ст. 45	
Предел текучести материала болта	σ _T	МПа	σ _T = 360 МПа	

3. Собирают установку по схеме [рис. 10, б](#) и путем предварительной затяжки выбирают зазоры в соединении. Устанавливают положение стрелки индикатора б в нулевое положение.
4. Производят последовательно затяжку соединения, выбирая четыре-пять значений усилия затяжки, не превышающих [F_{зат}]. Показания шкалы динамометрического ключа и индикатора динамометрической пружины заносят в табл. 2.
5. Собирают установку по схеме [рис. 10, а](#) и повторяют нагружения, как указано выше. Показания шкалы ключа и индикатора пружины заносят в [табл. 2](#).
 При завинчивании динамометрический ключ необходимо вращать плавно, без рывков и только в одном направлении. В противном случае показания будут неверными.

Таблица 2. Результаты измерений

№ пп.	Сборка по схеме на рис. 2, а				Сборка по схеме на рис. 2, б			
	Показания индикатора пружины Δ_1 , мм	Усилие затяжки $F_{зат}$, Н	Деления шкалы ключа Δ_2	Полный момент заворачивания $T_{кл}$, Н·мм	Показания индикатора пружины Δ_1 , мм	Усилие затяжки $F_{зат}$, Н	Деления шкалы ключа Δ_2	Полный момент заворачивания $T_{кл}$, Н·мм
1								
2								
3								
4								
5								

6. По результатам измерений по схеме [рис. 10, б](#) определяется эквивалентное значение коэффициента, учитывающего напряжения от кручения при расчете на прочность болта. Результаты расчетов занести в [табл. 3](#).

Таблица 3. Определение коэффициента, учитывающего напряжения от кручения в болте

№ пп.	Усилие затяжки $F_{зат}$, Н	Напряжение растяжения $\sigma_p = \frac{F_{зат}}{A}$, МПа	Момент трения в резьбе T_p , Нмм	Напряжения от кручения в резьбе $\tau_{кр} = \frac{T_p}{W_p}$, МПа	Эквивалентное нормальное напряжение $\sigma_{\text{э}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2}$, МПа	Коэффициент, учитывающий напряжения кручения, $k_{\text{эксп}} = \frac{\sigma_{\text{э}}}{\sigma_p}$
1						
2						
3						
4						
5						

Определяется среднее арифметическое значение $k_{\text{эксп}}$.

7. По результатам измерений, представленным в [табл. 2](#), методом наименьших квадратов определяются значения коэффициентов трения f_p и f_T .

ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ

Если в выражении $T_p = F_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \text{tg}(\psi + \varphi')$ в качестве аргумента принять $F_{\text{зат}i}$ измеренного значения функции – T_{pi} , а точного – T_p , то погрешность единичного измерения будет

$$\varepsilon_i = T_{pi} - T_p = T_{pi} - F_{\text{зат}i} \frac{d_2}{2} \text{tg}(\psi + \varphi').$$

Согласно методу наименьших квадратов наиболее вероятным значением угла трения φ' будет такое, при котором сумма квадратов ε_i будет наименьшей.

Дифференцируя сумму квадратов ε_i всех измерений по φ' и приравняв ее нулю, после преобразований получаем

$$\varphi' = \arctg \left[\frac{2 \sum_{i=1}^{i=m} F_{\text{зат}i} T_{pi}}{d_2 \sum_{i=1}^{i=m} F_{\text{зат}i}^2} \right] - \psi,$$

здесь m – число измерений в испытании.

С учетом полученного из выражения $\text{tg} \varphi' = \frac{f_p}{\cos(0,5\alpha_n)}$ найдем при $\alpha_n \approx \alpha$

$$f_p = \cos \frac{\alpha}{2} \text{tg} \left\{ \arctg \left[\frac{2 \sum_{i=1}^{i=m} F_{\text{зат}i} T_{pi}}{d_2 \sum_{i=1}^{i=m} F_{\text{зат}i}^2} \right] - \psi \right\}.$$

Теперь, если в выражении $T_{\text{кл}} = T_p + \frac{1}{2} F_{\text{зат}} f_T d_{\text{ср}}$ в качестве аргумента принять также $F_{\text{зат}i}$ измеренного значения функции $T_{\text{кл}i}$, а точного – $T_{\text{кл}}$, то, используя метод наименьших квадратов, наиболее вероятное значение коэффициента трения f_T найдем по зависимости

$$f_T = \frac{2 \sum_{i=1}^{i=m} T_{\text{кл}i} F_{\text{зат}i} - \sum_{i=1}^{i=m} T_{pi} F_{\text{зат}i}}{d_{\text{ср}} \sum_{i=1}^{i=m} F_{\text{зат}i}^2}$$

При этом значения момента сил трения в резьбе необходимо вычислять по зависимости $T_{pi} = F_{\text{зат}i} \frac{d_2}{2} \text{tg}(\psi + \varphi')$, где φ' ранее найденное из экспериментов значение приведенного угла трения.

Расчеты коэффициентов трения f_p и f_T по приведенным зависимостям можно выполнять "вручную" или на ЭВМ.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Схема установки (см. [рис. 10](#)) с кратким ее описанием.
2. Характеристики испытываемой резьбовой пары (см. [табл. 1](#)).
3. Результаты измерений (см. [табл. 2](#)).
4. Результаты экспериментального определения коэффициента, учитывающего напряжения от кручения в стержне болта (см. [табл. 3](#)).
5. Графики зависимостей моментов $T_{зат}$ и T_p от усилия затяжки $F_{зат}$, построенные по формулам с найденными значениями коэффициентов трения f_p и f_T . На поле графиков должны быть приведены экспериментальные точки.
6. Выводы.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. От чего зависят значения коэффициентов трения f_p и f_T ?
2. От чего зависят приведенный угол трения φ' ?
3. На чем основано измерение усилия затяжки и моментов на ключе в эксперименте?
4. На чем основано измерение момента сил трения в резьбе на установке?
5. Можно ли контролировать усилие затяжки соединения по моменту, прикладываемому к ключу?
6. Зачем под головку болта на установке подложена сферическая шайба?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: Учеб. для машиностроительных специальностей вузов. М.: Высшая школа, 2006. 408 с.
2. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин». М.: Машиностроение, 2004. 440 с.
3. Степнов М.Н., Шаврин А.В. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. М.: Машиностроение, 2005. 400 с.

