

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

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРЕНИЯ В РЕЗЬБЕ И НА ТОРЦЕ ГАЙКИ

Методические указания к лабораторной работе

Самара 2007

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

УДК 621.822.7.001.2:621.891(075)

Определение коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки:

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 посредством обработки экспериментальных данных на ЭВМ.

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

Подготовлены на кафедре основ конструирования машин.

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

Рецензент: С.В. Фалалеев

Цель работы – изучение силовых соотношений в резьбовом соединении, методов экспериментального измерения моментов и усилия затяжки, а также 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 большинство 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 давленых 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); *трапецеидальная симметричная* (рис. 2); *трапецеидальная несимметричная* или *упорная* (рис. 3).

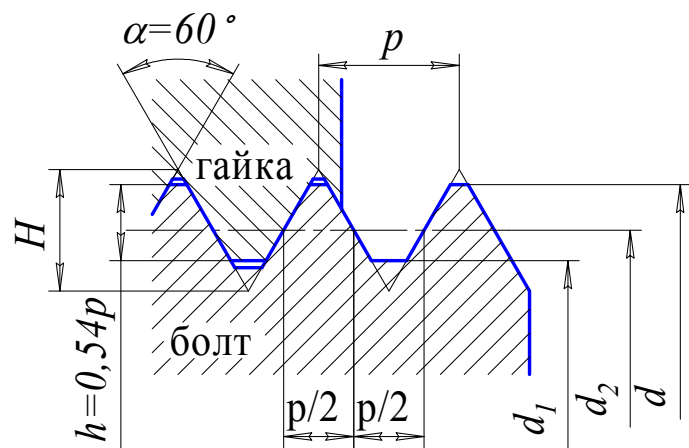


Рис. 1. Профиль метрической резьбы

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 потерями на трение, чтобы повысить к. п. д. и уменьшить износ.* Прочность во многих случаях не является для них основным критерием, определяющим размеры винтовой пары.

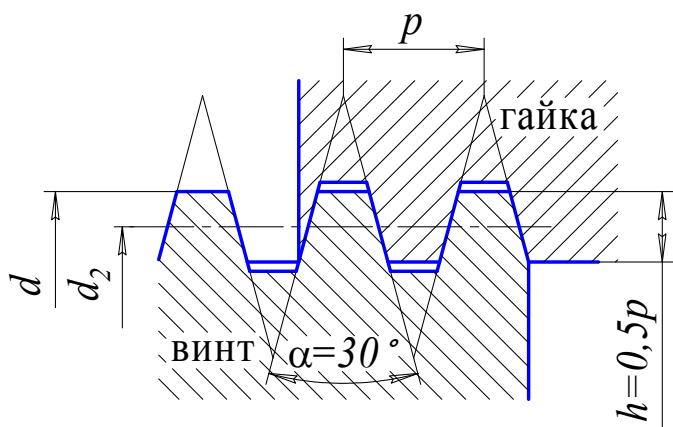


Рис. 2. Профиль трапецеидальной симметричной резьбы

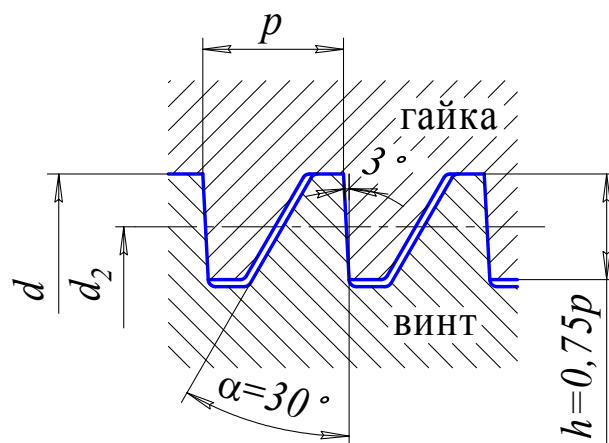


Рис. 3. Профиль упорной резьбы

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**).

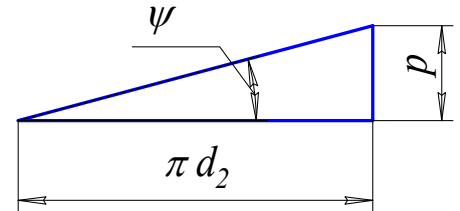


Рис. 4. Развертка резьбы

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

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 $f_{\text{пр}} = 1,03 f$;

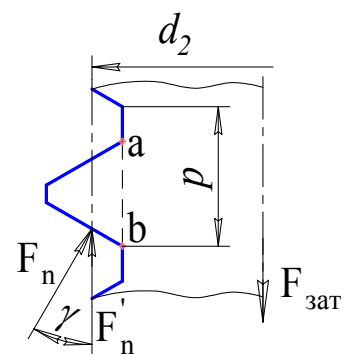


Рис. 5. Усилия в резьбе

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.

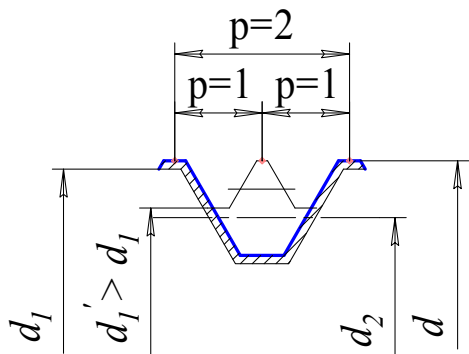


Рис. 6. Уменьшение шага

Для одного и того же диаметра d мелкие резьбы отличаются от крупной значением шага p . Например, для диаметра 18 мм стандарт предусматривает крупную резьбу с шагом 2,5 мм и пять мелких резьб с шагами 2,0; 1,5; 1; 0,75 и 0,5 мм. При уменьшении шага соответственно уменьшаются высота резьбы (рис. 6) и угол подъема резьбы [см. формулу (1)], а 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-

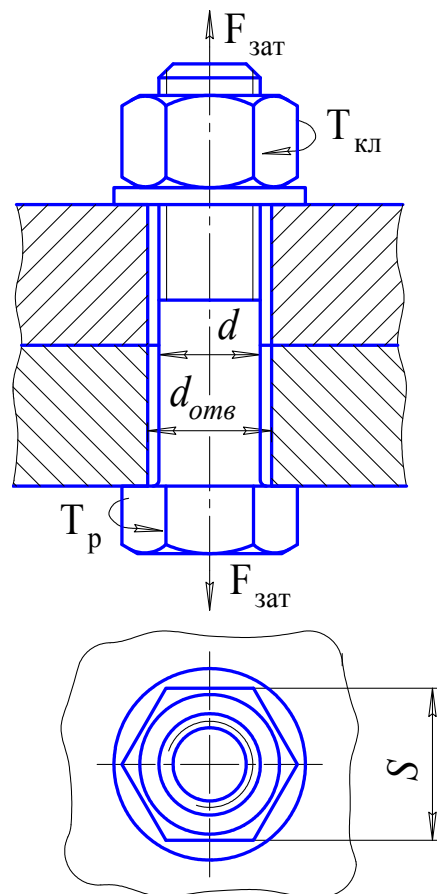


Рис. 7. Схема действующих сил

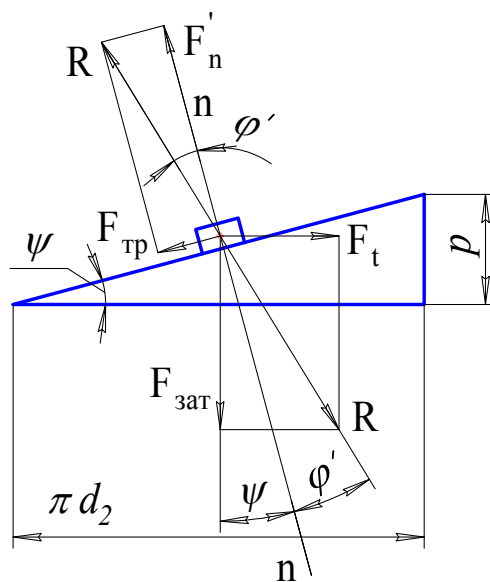


Рис. 8. Схема сил при завинчивании гайки

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.

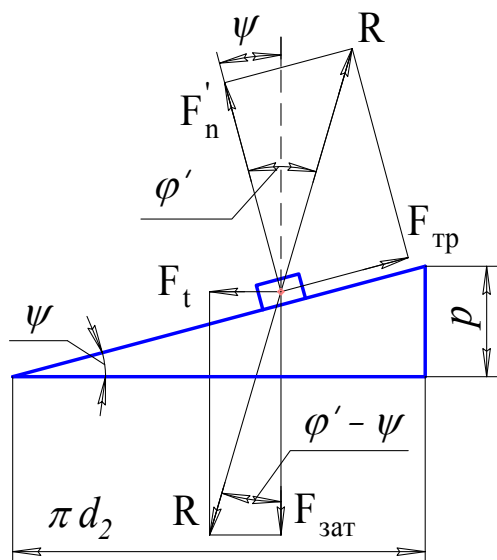


Рис. 9. Схема сил при отвинчивании гайки

При отвинчивании гайки окружная сила F_t и сила трения $F_{тр}$ меняют направление (рис. 9). Условие самоторможения – $F_t \geq 0$, т.е. необходимо приложить дополнительную внешнюю силу F_t , чтобы отвернуть гайку.

$$F_t = F_{зат} \operatorname{tg}(\varphi' - \psi) \geq 0,$$

$$\varphi' - \psi \geq 0 \text{ или } \varphi' \geq \psi.$$

Для крепежных резьб значение угла подъема ψ лежит в пределах $2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$, а угол трения φ' изменяется в зависимости от коэффициента трения в пределах от 6° (при $f \approx 0,1$) до 16° (при $f \approx 0,3$). Таким образом, все крепежные резьбы самотормозящие.

Приведенные значение коэффициента трения, свидетельствующие о значительных запасах самоторможения, справедливы только при статических нагрузках. При переменных нагрузках и особенно при вибрациях коэффициент трения существенно снижается (до 0,02 и ниже). Условие самоторможения нарушается. Происходит самоотвинчивание.

Коэффициенты трения в резьбе f_p и на торце гайки f_t изменяются в достаточно широких пределах в зависимости от следующих факторов:

- от сочетания материалов деталей резьбового соединения (болта, гайки и шайбы), вида их термической или термохимической обработки и типа покрытия;
- точности и чистоты изготовления деталей резьбового соединения;
- наличия или отсутствия смазки и сорта смазочного материала;
- удельного давления на винтах резьбы и на торце гайки.

Они могут быть определены из приведенных выше расчетных зависимостей на основе измерений момента завинчивания гайки, момента трения в резьбе и усилия затяжки болта на специальной экспериментальной установке.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

В качестве экспериментальной установки используется резьбодинамометр конструкции производственного объединения завода им. Фрунзе, схема которого представлена на рис. 10.

Головка исследуемого болта 5 закреплена в шестигранном отверстии верхней части трубы 3, а гайка 7 в нижней части динамометрического стержня 8 при закручивании опирается через шайбу 6 на трубу 2. Обе трубы 2 и 3 нижней частью жестко скреплены с корпусом 1.

При затяжке исследуемой резьбовой пары динамометрическим стержней 8 труба 3 закручивается моментом, численно равным моменту трения в резьбе T_p . Момент трения на торце гайки передается на трубу 2, закручивая ее моментом, численно равным T_T .

Деформация (угол поворота) закручивания трубы 3, пропорциональная моменту трения в резьбе, измеряется индикаторами 4 и 10, установленными на корпусе. Перемещение ножек индикаторов осуществляется рычагами, закрепленными в верхней части трубы 3 (аналогично можно измерить деформацию закручивания трубы 2).

Возникающая при закручивании исследуемой резьбовой пары осевая сила затяжки болта $F_{зат}$ передается на трубу 3, вызывая ее растяжение. Величина деформации трубы 3, пропорциональная $F_{зат}$ измеряется инди-

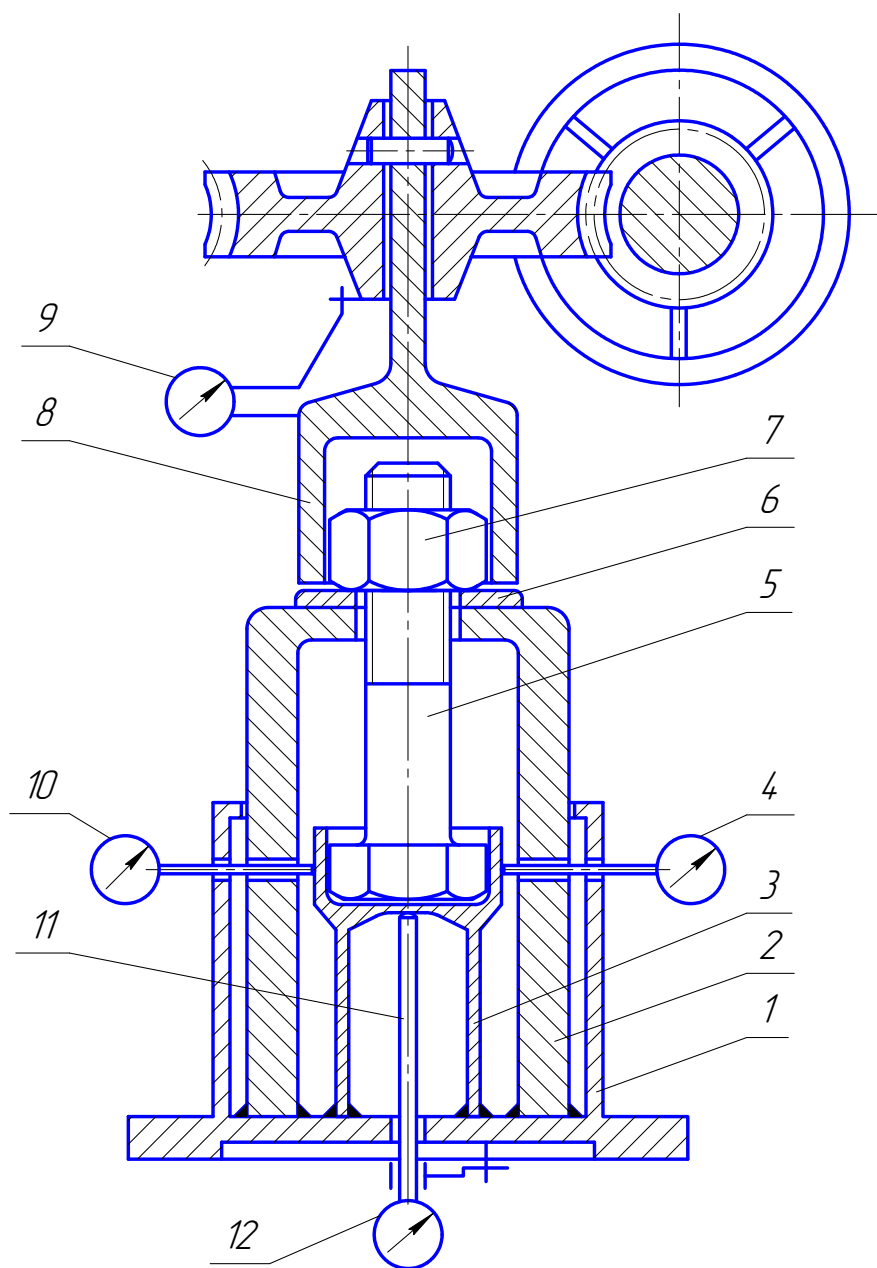


Рис.10. Схема установки

катором 12, укрепленным на корпусе (ножка индикатора 12 упирается в стержень 11, скрепленный с трубой 3 в верхней ее части).

Затяжка исследуемой резьбовой пары осуществляется динамометрическим стержнем 8, приводимым во вращение с помощью червячной передачи. Деформация (угол закручивания) стержня 8, пропорциональная моменту завинчивания $T_{кл}$, измеряется индикатором 9, укрепленным на кронштейне. Перемещение ножки индикатора 9 осуществляется рычагом, закрепленным в нижней части динамометрического стержня. Моменты $T_{кл}$, T_p и усилие $F_{зат}$ по величинам соответствующих деформации стержня 8 и трубы 3 определяются по зависимостям, полученным при тарировке резьбодинамометра:

$$T_{кл} = 80 \Delta_4, \text{ кН}\cdot\text{мм};$$

$$T_p = 60 \Delta_{ср}, \text{ кН}\cdot\text{мм};$$

$$F_{зат} = 250 \Delta_3, \text{ кН},$$

$$\text{где } \Delta_{ср} = \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{2};$$

$\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \Delta_4$ – показания индикаторов 4, 10, 12, 9 в мм соответственно.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Исследованию подвергают комплекта болта с гайкой и шайбой. Характеристики испытываемой резьбовой пары приведены в табл. 1.

Таблица 1. Характеристики испытываемой резьбовой пары

Наименование параметра	Обозначение параметра и его размерность, мм	Величина параметра
Наружный диаметр резьбы болта	d	18,000
Шаг резьбы	p	1,500
Средний диаметр резьбы	d ₂	17,026
Наружный диаметр опорной поверхности гайки	S	27,000
Диаметр отверстия в шайбе под болт	d _{отв}	22,000

2. Исследуемый комплект резьбовой пары (болт, гайку и шайбу) устанавливают в резьбодинамометр и, вращая рукоятку колеса по часовой стрелке (крутящий момент передается от червяка к червячному колесу и через стержень динамометрического ключа на гайку), осуществляют

предварительное нагружение, выбирают зазоры в соединении. Зазоры считаются выбранными, если при вращении рукоятки начинает двигаться стрелка индикатора 12 (см. [рис. 10](#)), т. е. испытуемый болт с трубой 3 удлиняются.

3. Устанавливают стрелки всех индикаторов в нулевое положение.
4. В процессе исследования производят последовательно затяжку соединения, выбирая от четырех до пяти значений моментов закручивания $T_{кл}$, фиксируя каждый раз показания всех индикаторов в протоколе испытания (см. [табл. 2](#)).

Следует иметь в виду, что величины показаний индикатора 9, соответствующие $T_{кл}$, указываются преподавателем. При закручивании резьбовой пары динамометрический ключ необходимо вращать плавно, без толчков. В противном случае показания будут неправильными.

5. После проведения исследования резьбовую пару необходимо разгрузить. Для этого рукоятку колеса вращают против часовой стрелки до тех пор, пока не перестанет перемещаться стрелка индикатора 12 (см. [рис. 10](#)).
6. По показаниям индикаторов и тарировочным зависимостям вычисляются соответствующие моменты $T_{кл}$, T_p и усилие затяжки $F_{зат}$. Момент на торце вычисляется по зависимости

$$T_T = T_{кл} - T_p.$$

Значения моментов и усилий затяжки для каждой экспериментальной точки заносятся в соответствующие графы [табл. 2](#).

7. По результатам измерений и расчетов ([табл. 2](#)) вычисляют на ЭВМ коэффициенты трения в резьбе f_p и на торце гайки f_T с использованием метода наименьших квадратов.
8. По курсу "Основы триботехники" проводятся сравнительные исследования коэффициентов трения предварительно очищенных от смазки и смазанных поверхностей испытуемых деталей.

Таблица 2. Результаты испытаний и вычислений

№ опы- тов	Показания индикатора Δ_4 , мм	Момент на ключе $T_{\text{кль}}$ кН·мм	Показания индикаторов			Момент в резьбе T_p , кН·мм	Момент на торце гайки $T_r = T_{\text{кл}} - T_p$ кН·мм	Показания индикатора Δ_3 , мм	Усилие за- тяжки $F_{\text{зат}}$ кН
			Δ_1 , мм	Δ_2 , мм	$\Delta_{\text{ср}}$, мм				
Со смазкой									
1									
2									
3									
4									
5									
Без смазки									
1									
2									
3									
4									
5									

ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗМЕРЕНИЙ

Как отмечалось выше, осевое усилие $F_{\text{зат}}$, возникающее в результате затяжки резьбового соединения, и моменты трения T_p , T_T связаны между собой линейными соотношениями [1]. Отсюда следует, что их взаимосвязь можно описать в виде полинома $y_i = a + b x_i$.

Задача сводится к отысканию неизвестных коэффициентов «a» и «b» известно много методов для решения этой задачи, но ни один из них не может конкурировать по простоте и известности с методом наименьших квадратов, который разработали более 150 лет назад Лежандр и Гаусс [2].

Если бы все экспериментальные точки лежали на одной прямой линии, то для каждой из них было бы справедливо равенство

$$y_{i\text{эксп}} - (a + b x_i) = 0.$$

На практике это равенство нарушается и записывается в виде

$$y_{i\text{эксп}} - (a + b x_i) = \varepsilon_i.$$

Величину ε_i называют невязкой. Наша задача найти такие коэффициенты полинома «a» и «b», при которых сумма квадратов невязок будет минимальная. Это требование записывается в виде

$$U = \sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2 = \sum_{i=1}^N [y_{i\text{эксп}} - (a + b x_i)]^2 = \min.$$

Из курса высшей математики известно, что минимум функции достигается при одновременном равенстве нулю частных производных по

$$\text{всем неизвестным: } \frac{\partial U}{\partial a} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial b} = 0.$$

Следует обратить внимание, что метод наименьших квадратов обладает тем замечательным свойством, что он делает определенной любую произвольную систему уравнений. При помощи него число уравнений системы получается разным числом неизвестных коэффициентов. Найдем частные производные, проведем преобразования и получим

$$\begin{cases} aN + b \sum_{i=1}^N x_i = \sum_{i=1}^N y_i, \\ a \sum_{i=1}^N x_i + b \sum_{i=1}^N x_i^2 = \sum_{i=1}^N x_i y_i. \end{cases}$$

Теперь осталось решить данную систему уравнений, помня о том, что N – число опытов.

В нашем случае при $F_{\text{зат}} = 0$ все моменты $T_{\text{кл}}$, T_p , T_T тоже равны нулю, а значит, свободный член «a» полинома тоже равен нулю. И урав-

нение в общем виде записывается $y_i = bx_i$.

Если в выражении $T_p = F_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \text{tg}(\psi + \varphi')$ принять в качестве аргумента $F_{\text{зат}i}$, измеренного значения функции T_{pi} , а точного – T_p , то невязка отдельного 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, значение угла трения φ' и, следовательно, коэффициента трения f_p будет такое, при котором сумма квадратов ε_i наименьшей.

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

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

где N – число измерений при данных условиях смазки.

С учетом приведенного выражения из $\text{tg}\varphi' = \frac{f}{\cos(0,5\alpha)}$ получим

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

Аналогично, если в выражении $T_T = \frac{1}{3} F_{\text{зат}} f_T \frac{S^3 - d_{\text{отв}}^3}{S^2 - d_{\text{отв}}^2}$ принять в ка-

честве аргумента также $F_{\text{зат}i}$, измеренного значения функции T_{Ti} , а точного – T_T , то, используя метод наименьших квадратов, значение коэффициента трения f_T найдем по зависимости

$$f_T = 3 \frac{S^2 - d_{\text{отв}}^2 \sum_{i=1}^N F_{\text{зат}i} T_{Ti}}{S^3 - d_{\text{отв}}^3 \sum_{i=1}^N F_{\text{зат}i}^2}.$$

Расчеты коэффициентов трения f_p и f_T по приведенным зависимостям, используя данные [табл. 2](#), выполняют на ЭВМ.

СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Схема установки (см. рис. 2) с кратким ее описанием.
2. Характеристики испытываемой резьбовой пары (см. табл. 1).
3. Результаты измерений и вычислений (см. табл. 2).
4. Графики зависимостей моментов $T_{кл}$, T_p и T_T 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.
5. Выводы.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. От чего зависят значения коэффициентов трения f_p и f_T ?
2. От чего зависит момент, прикладываемый к ключу при завинчивании резьбового соединения?
3. На чем основано измерение моментов на ключе и в резьбе резьбодинамометре?
4. На чем основано измерение усилия затяжки соединения в резьбодинамометре?
5. Можно ли контролировать усилие затяжки резьбового соединения по моменту, прикладываемому к ключу?

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.

