

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ПО ВЫСШЕМУ ОБРАЗОВАНИЮ

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ им. академика С. П. КОРОЛЕВА

# ВИНТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ И РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

*Сборник задач и вопросов для самоподготовки*

САМАРА 1995

Составители: *Е. П. Жильников, М. А. Мальтеев*

621.88 + 62 - 231.223 (075)

**Винтовые передачи и резьбовые соединения:** Сборник задач и вопросов для самоподготовки /Самар. гос. аэрокосм. ун-т; Сост. *Е. П. Жильников, М. А. Мальтеев*. Самара, 1995. 52 с.

Предназначен для самоподготовки студентов по разделу "Винтовые передачи и резьбовые соединения" курса деталей машин.

Рекомендуются студентам механических специальностей при подготовке к практическим занятиям и контрольным работам.

Подготовлен на кафедре "Основы конструирования машин".

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королева

Рецензент: канд. техн. наук Д. В. Каршин

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧАХ И РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Винтовые передачи предназначены для преобразования вращательного движения в поступательное. Они находят широкое применение в грузоподъемных механизмах, нажимных устройствах прессов, механизмах управления самолетов и других машинах. В настоящий сборник включены задачи и вопросы только по передачам винт-гайка скольжения, преобразование движения в которых обеспечивается с помощью винтовой (резьбовой) пары.

Геометрические и силовые соотношения, вопросы прочности и некоторые другие в винтовой паре передачи винт-гайка аналогичны таким же вопросам в резьбовых соединениях. Вместе с тем если в резьбовых соединениях главными являются вопросы прочности, то в винтовых передачах большее значение приобретают проблемы износостойкости винтовой пары.

Резьбовые соединения, т. е. соединения с помощью резьбы, относятся к разъемным соединениям. Они обладают рядом преимуществ перед другими видами соединений и имеют самое широкое распространение в машиностроении.

Основной проблемой проектирования резьбовых соединений является проблема прочности. При этом особенно важна прочность при переменных нагрузках, т. к. резьба создает большие концентраторы напряжений.

Все профили резьб, кроме прямоугольной, стандартизованы ГОСТ 8724-81, ГОСТ 9150-81, ГОСТ 24705-81, ГОСТ 9484-81, ГОСТ 24737-81, ГОСТ 10177-82. Кроме того, стандартизованы все элементы резьбовых соединений: болты — ГОСТ 7805-70, ГОСТ 7808-70, ГОСТ 7796-70 и ГОСТ 7798-70, винты — ГОСТ 1491-72, ГОСТ 17473-72, ГОСТ 17474-72 и ГОСТ 17475-72; шпильки — ГОСТ 22032-76, ГОСТ 22034-76, ГОСТ 22036-76, ГОСТ 22038-76 и ГОСТ 22040-76; гайки шестигранные — ГОСТ 5915-70, ГОСТ 5916-70, ГОСТ 15521-70 и ГОСТ 15522-70. При этом в ГОСТ 1759-70

установлены 12 классов прочности стальных резьбовых деталей, которые определяют механические характеристики материалов.

В стандартных резьбовых соединениях соотношения размеров определены из условий равнопрочности, и поэтому при их расчете ограничиваются проверкой прочности стержня болта, винта или шпильки.

В настоящем сборнике использованы некоторые задачи и вопросы, составленные для контрольных работ Л. М. Ермаковой, А. С. Калининой, М. И. Курушиным и другими преподавателями кафедры ОКМ.

## 1. ЭПЮРЫ ПРОДОЛЬНЫХ СИЛ И КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ВИНТ ВИНТОВОГО МЕХАНИЗМА И РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Построение эпюр продольных сил и крутящих моментов для винтовых механизмов и резьбовых соединений необходимо для правильной оценки опасных сечений винта, болта или шпильки.

При построении эпюр продольных сил следует учитывать, что нагрузка от винта передается витками резьбы на гайку неравномерно. Изменение нагрузки резко нелинейное, большая часть передается на первые витки гайки. Однако при построении эпюр допускается принимать линейным изменение нагрузки по виткам.

При построении эпюр крутящих моментов необходимо учитывать, что в подавляющем большинстве случаев момент на ключе при завинчивании гайки равен сумме моментов трения в резьбе  $T_p$  и на торце  $T_T$ . Исключение составляют винтовые стяжки, в которых момент при завинчивании равен удвоенному моменту трения в резьбе. Необходимо также иметь в виду, что все невращающиеся при завинчивании гайки, винты, болты и шпильки нагружаются только крутящим моментом от сил трения в резьбе. В тех случаях, когда винт вращается, стержень винта нагружается также моментом от сил трения на торце винта или его головки.

При самоподготовке необходимо построить эпюры сил и моментов, действующих на винты механизмов, приведенных на рис. 1—25. При выполнении контрольной работы следует указать номер правильно построенных эпюр.

*Задание. Укажите правильно построенные эпюры продольных сил и крутящих моментов для винтов механизмов, приведенных на схемах рис. 1—25.*

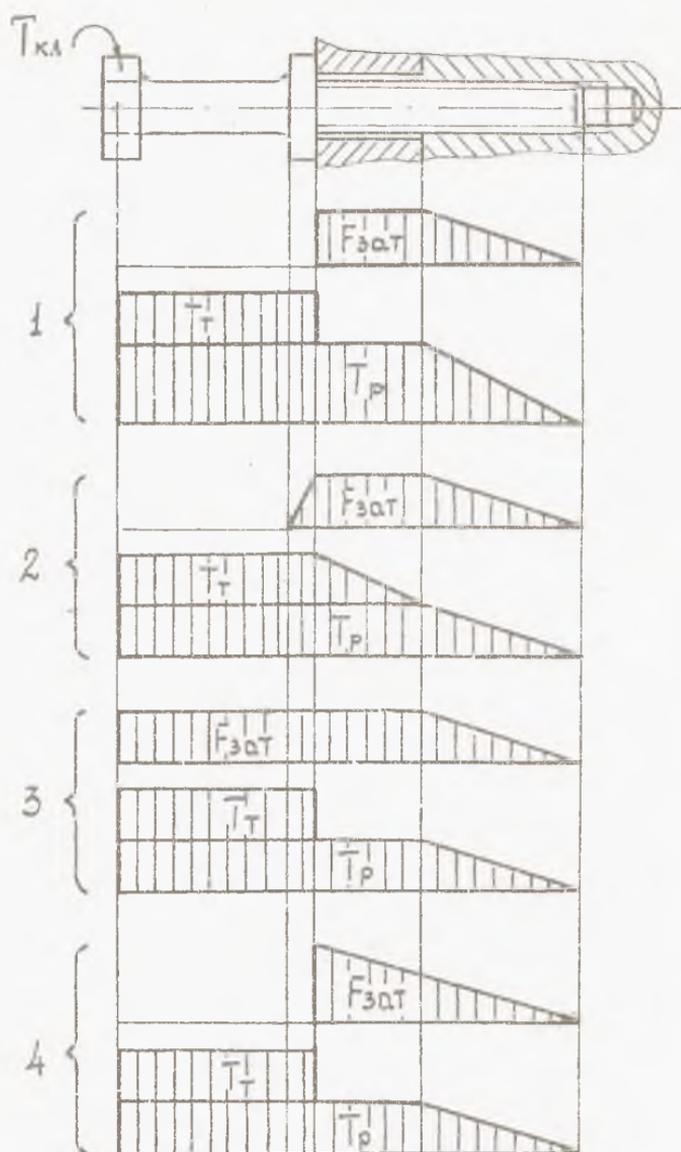


Рис. 1

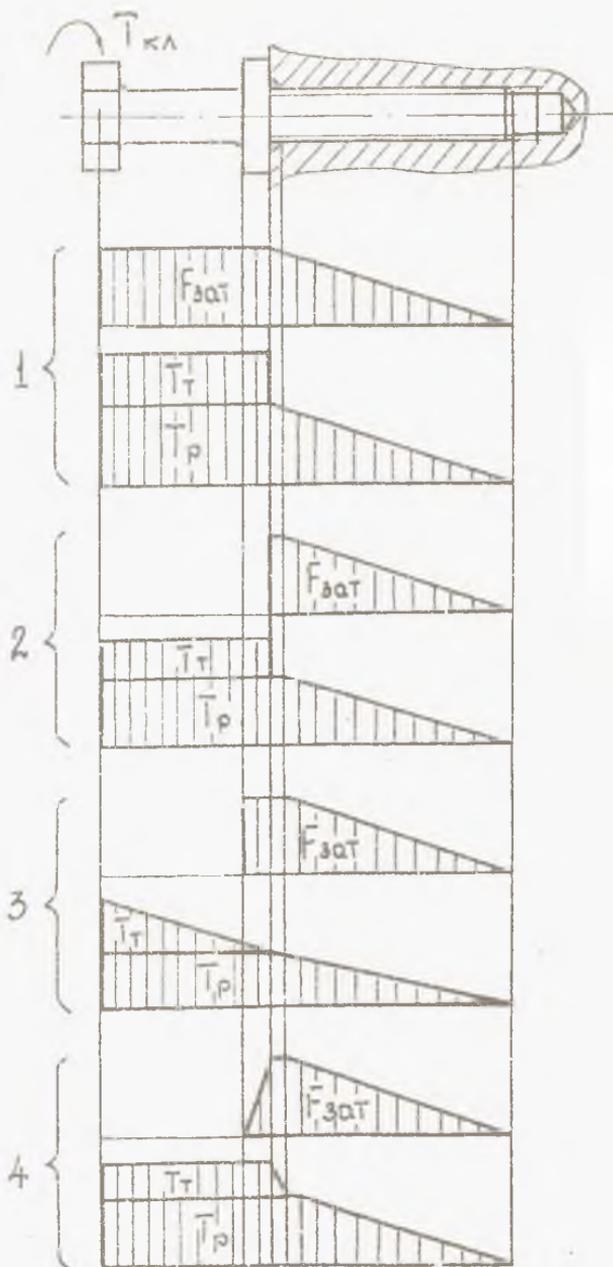


Рис. 2

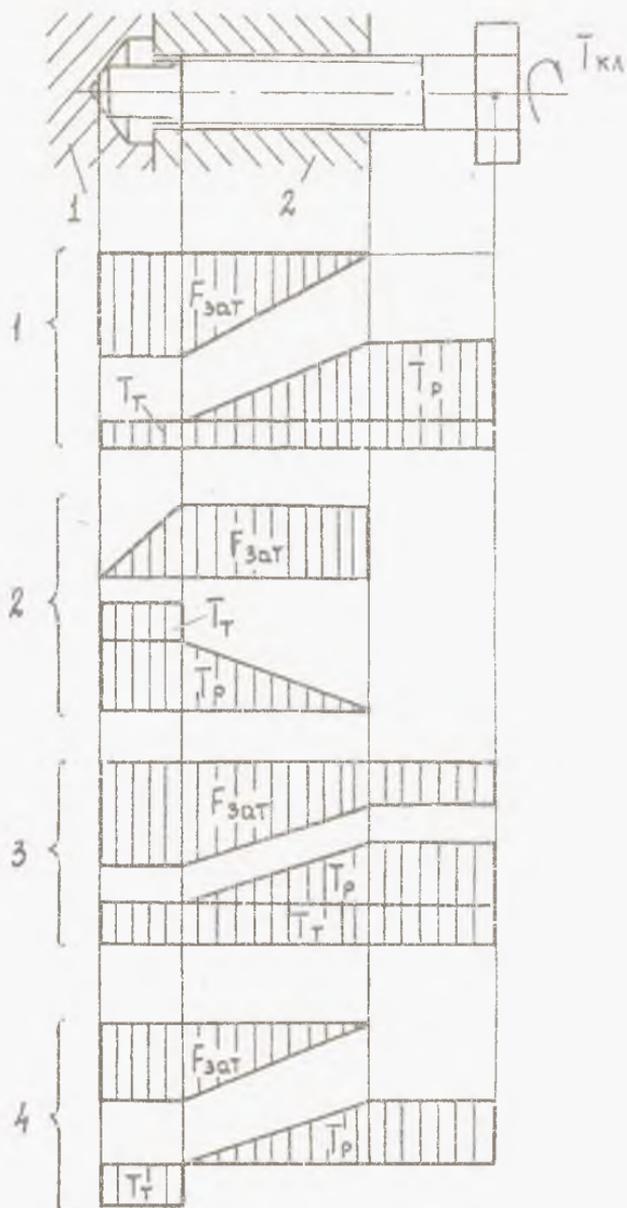


Рис. 3

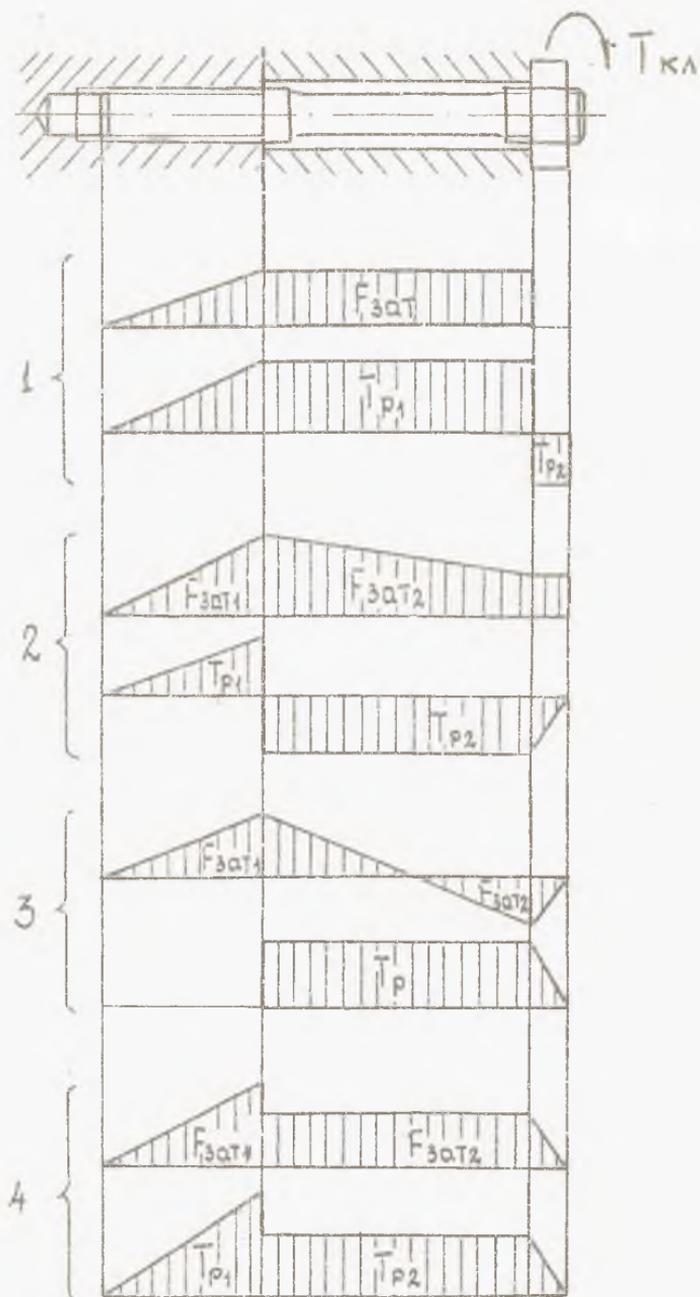


Рис. 4

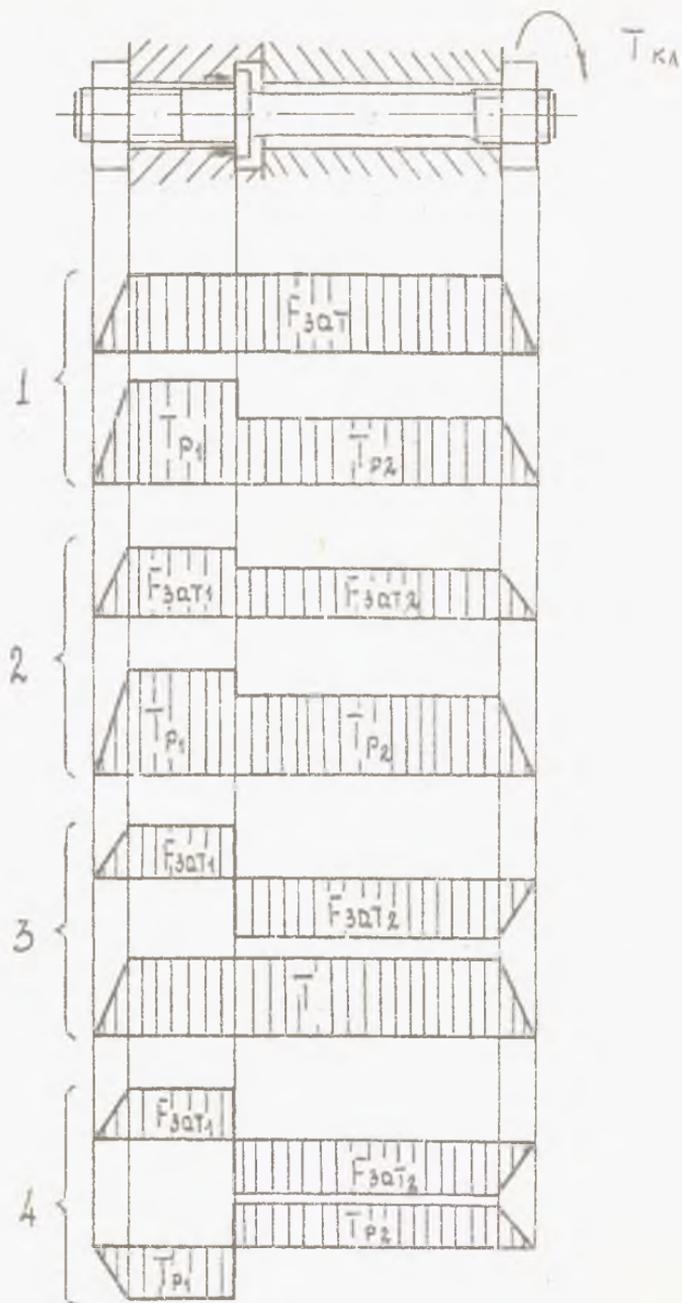


Рис. 5

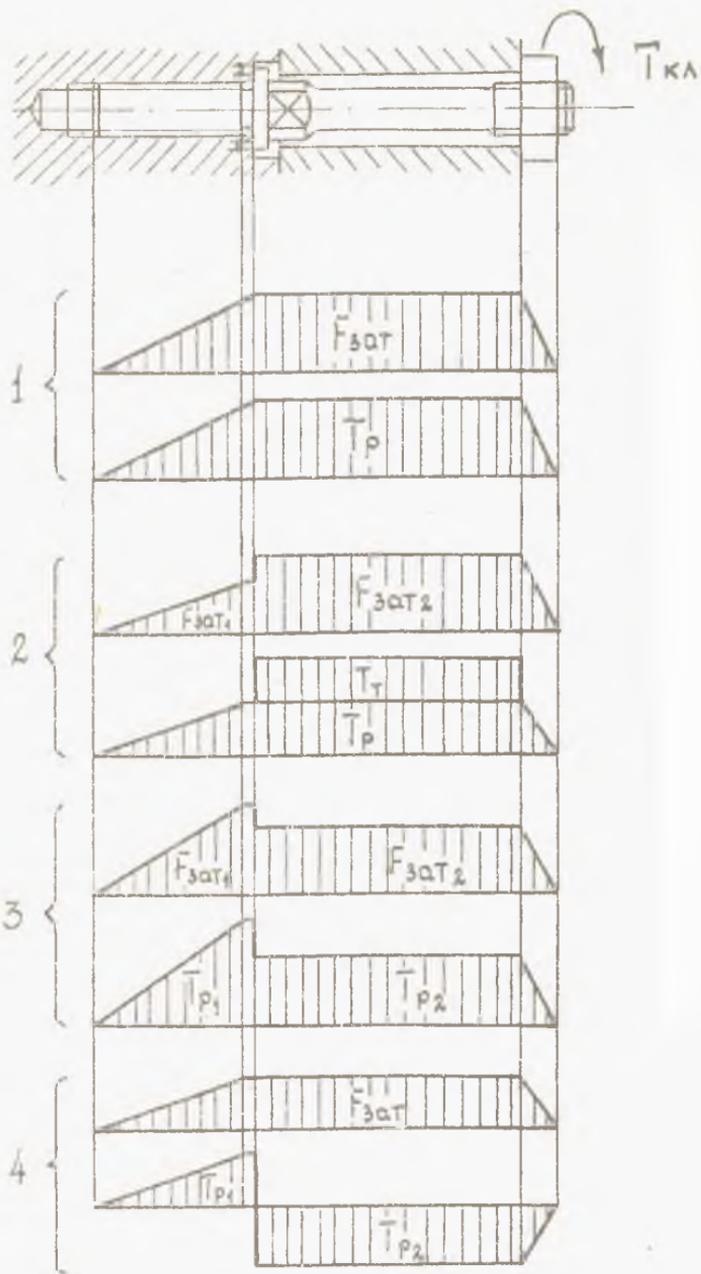


Рис. 6

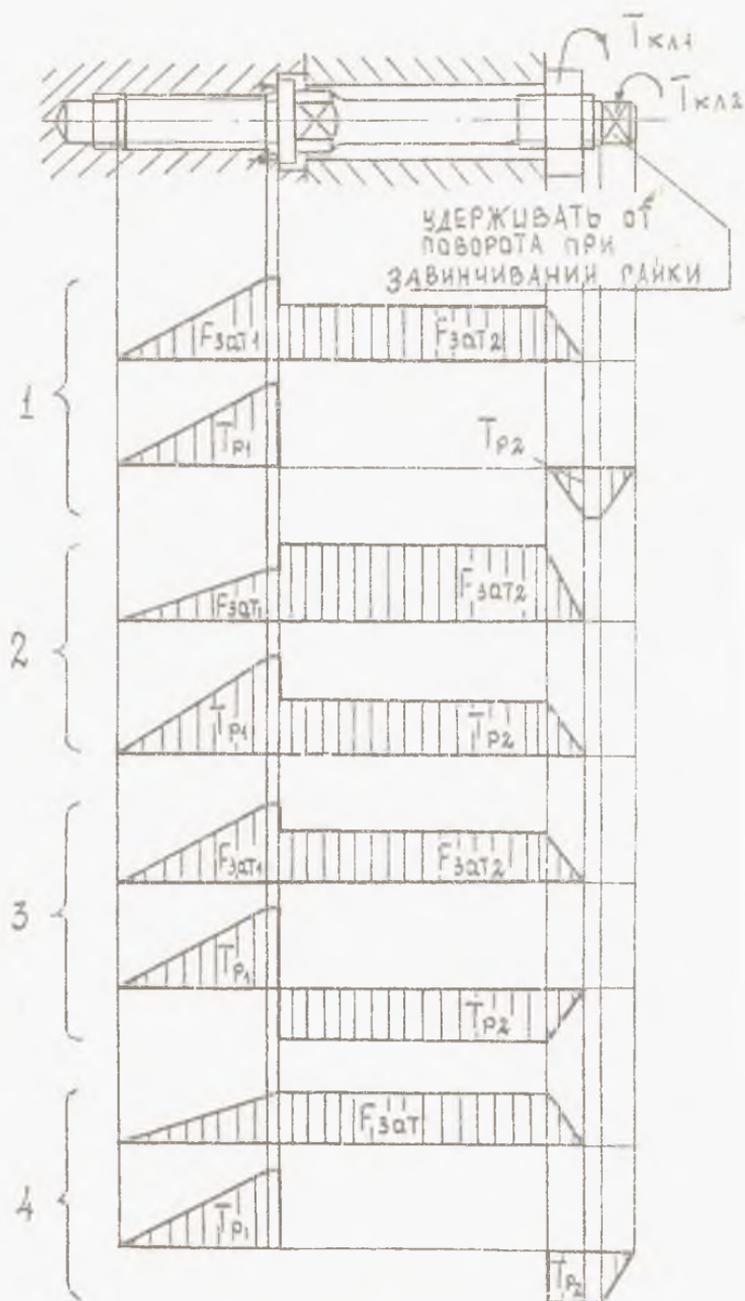


Рис. 7

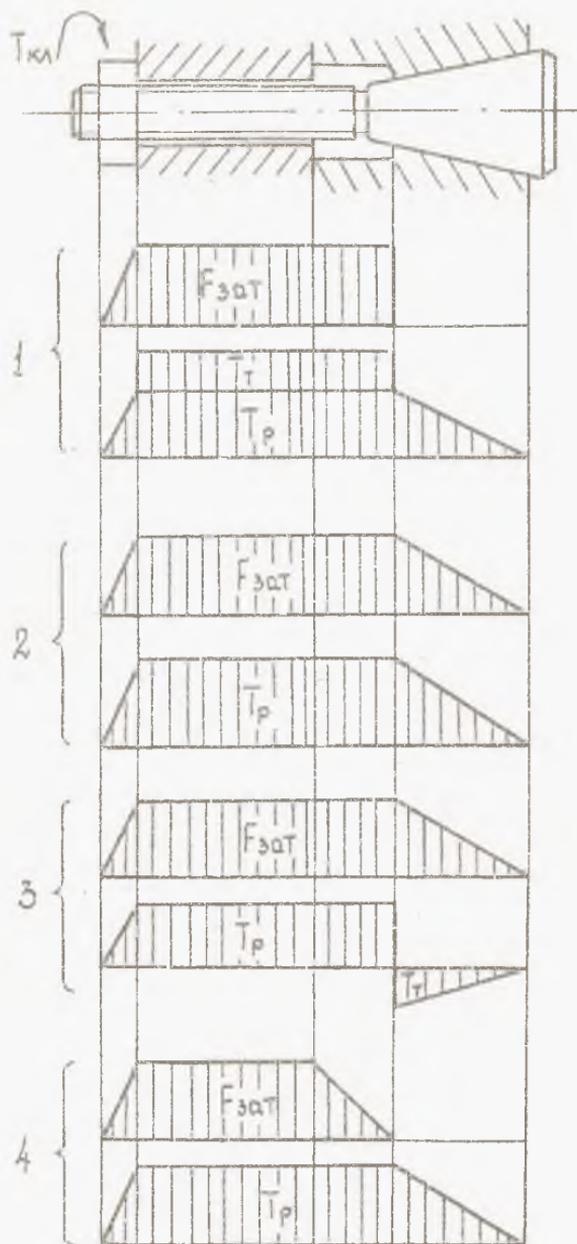


Рис. 8

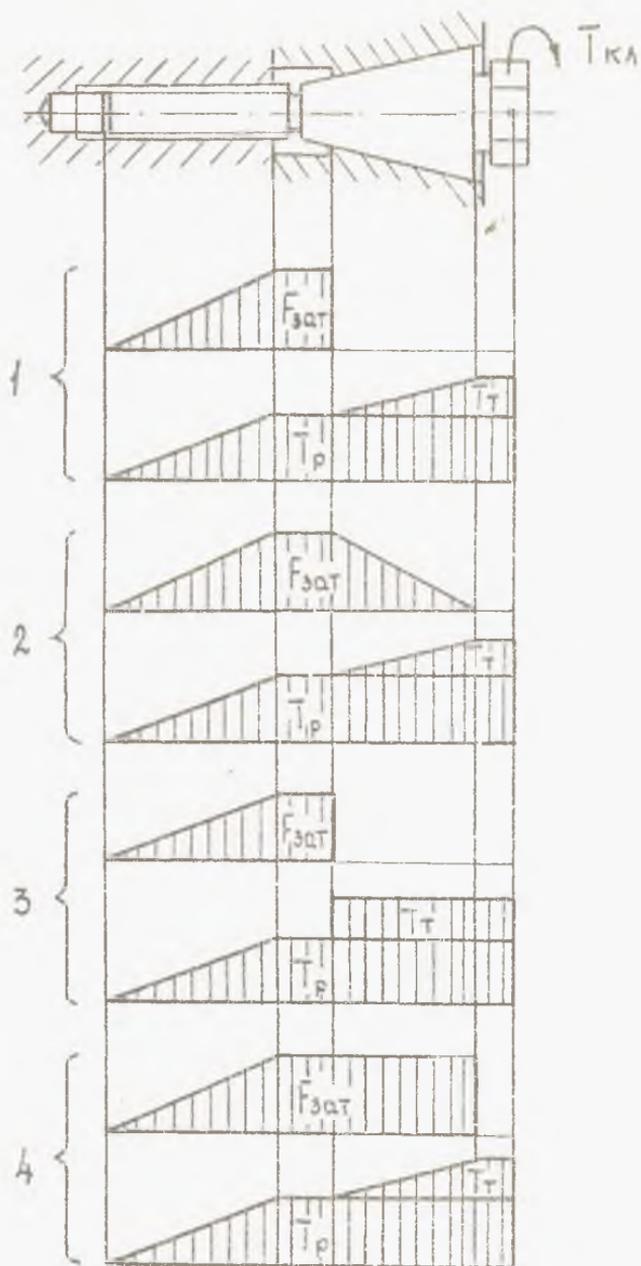


Рис 9

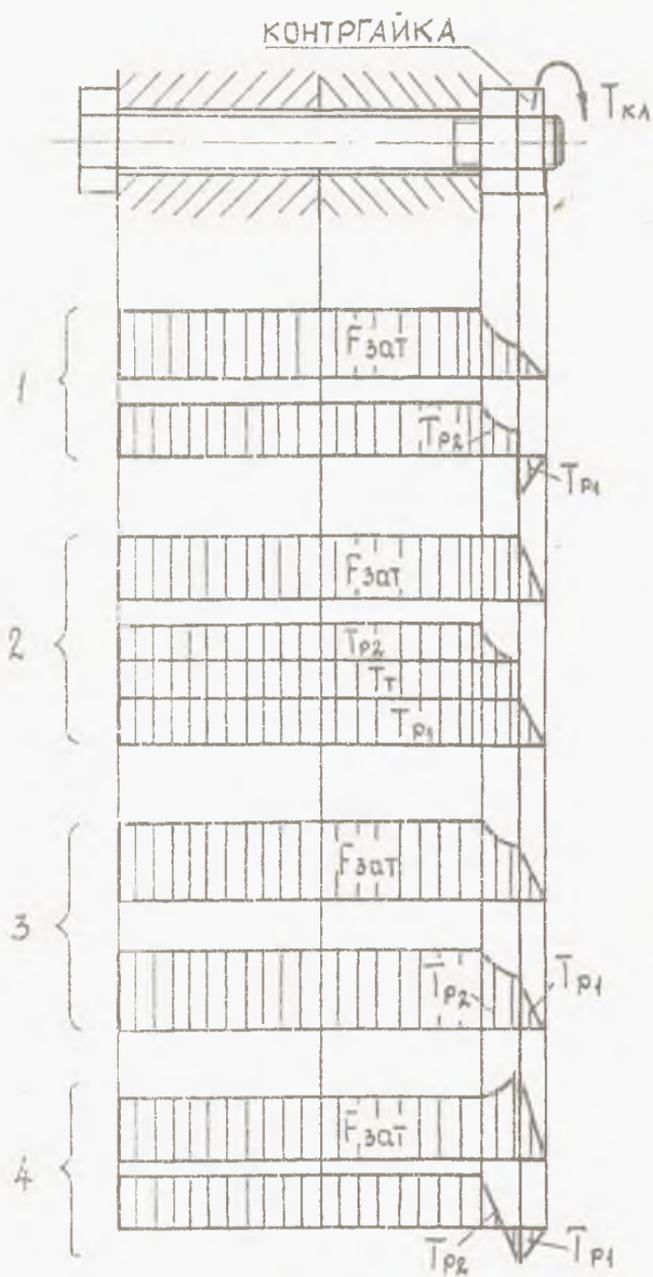


Рис. 10

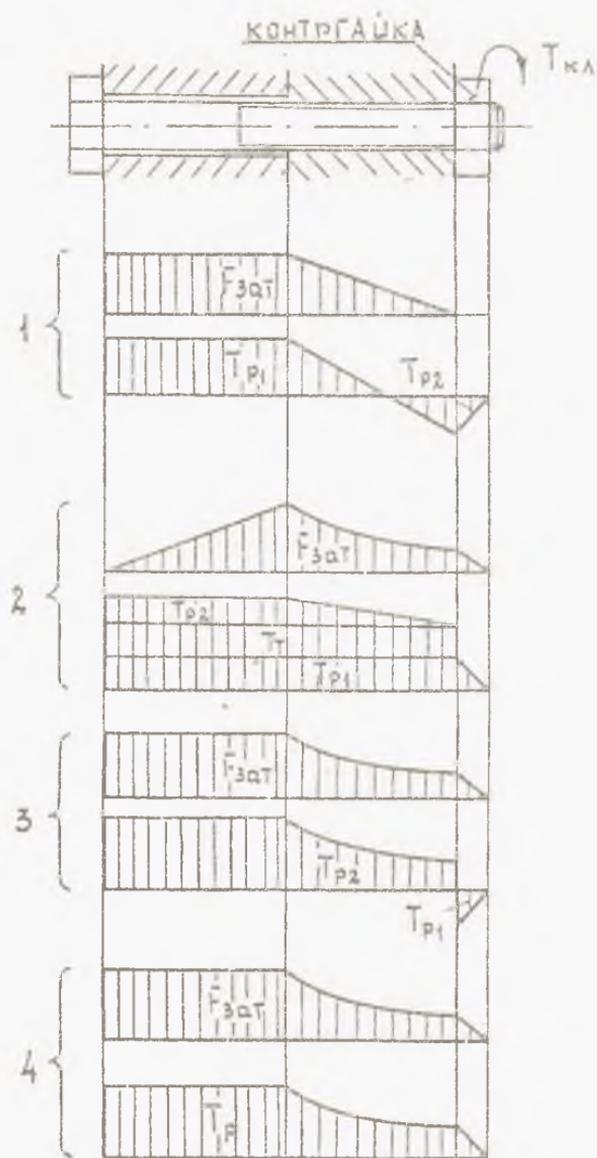
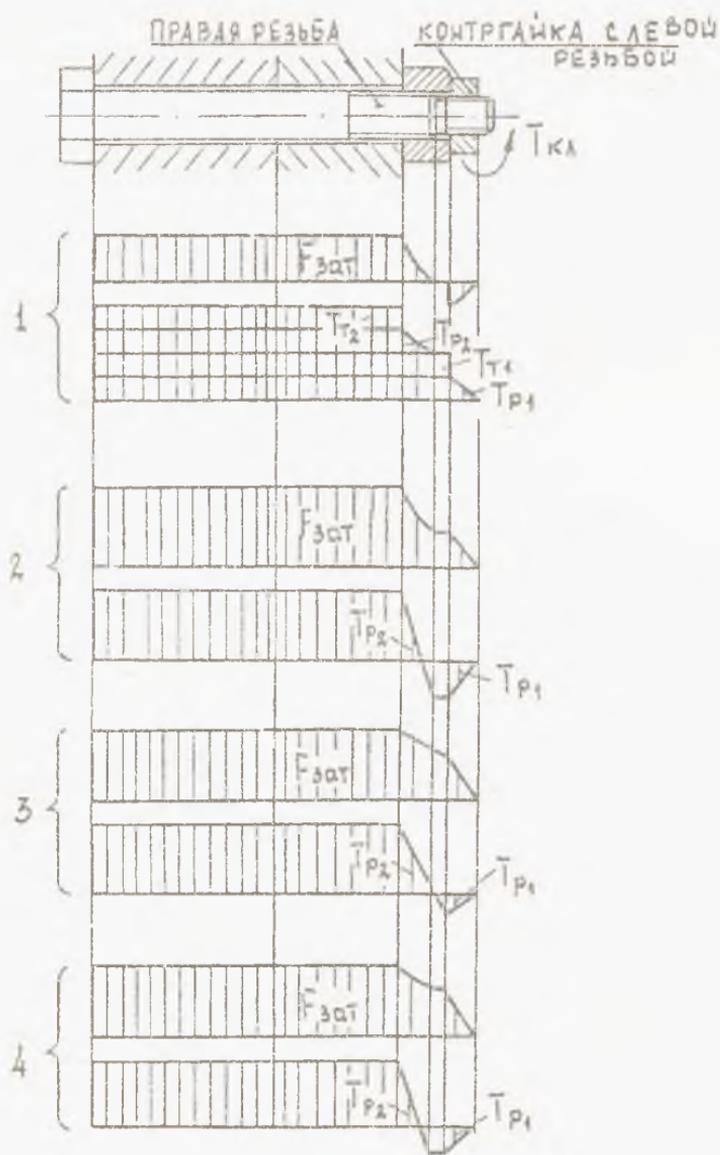


Рис. 11



Р И С 12

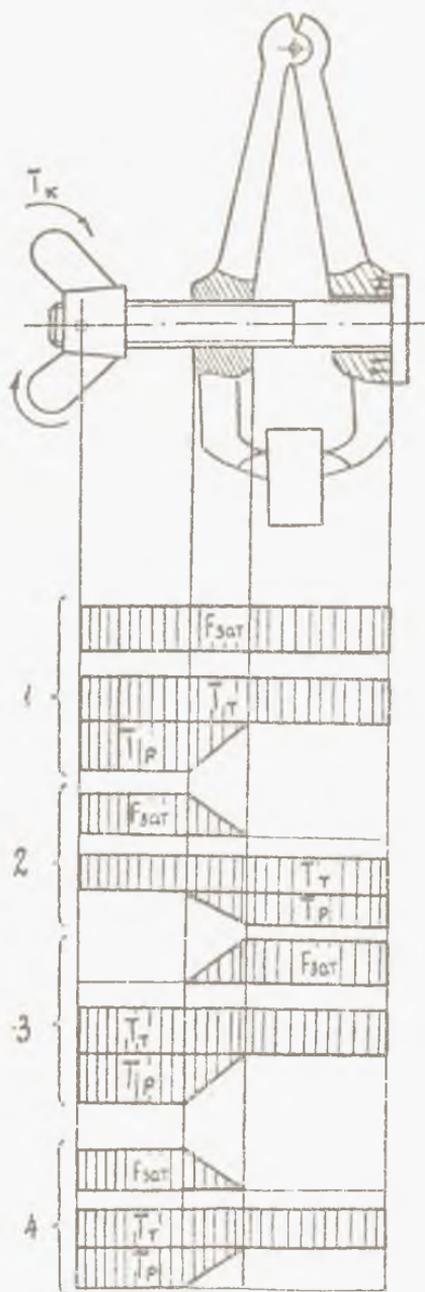


Рис. 13

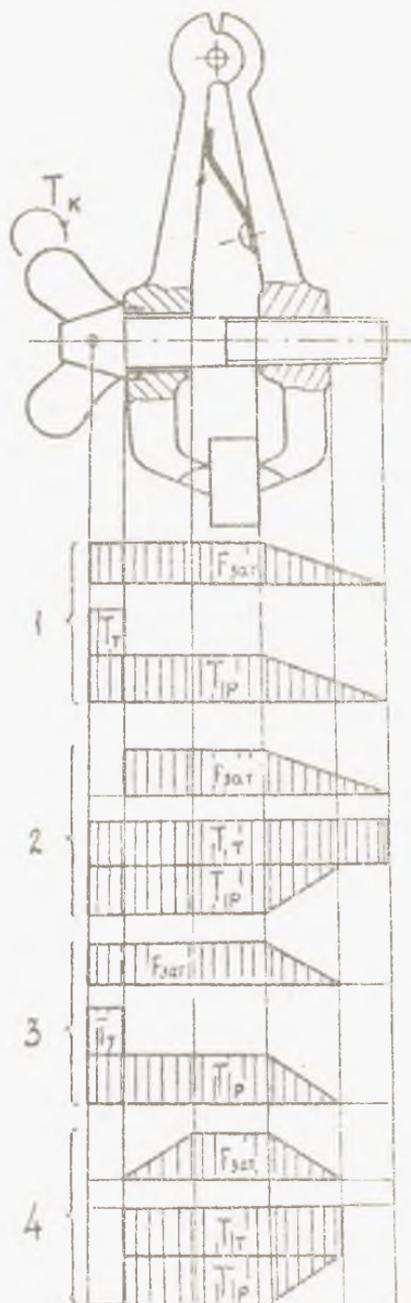


Рис. 14

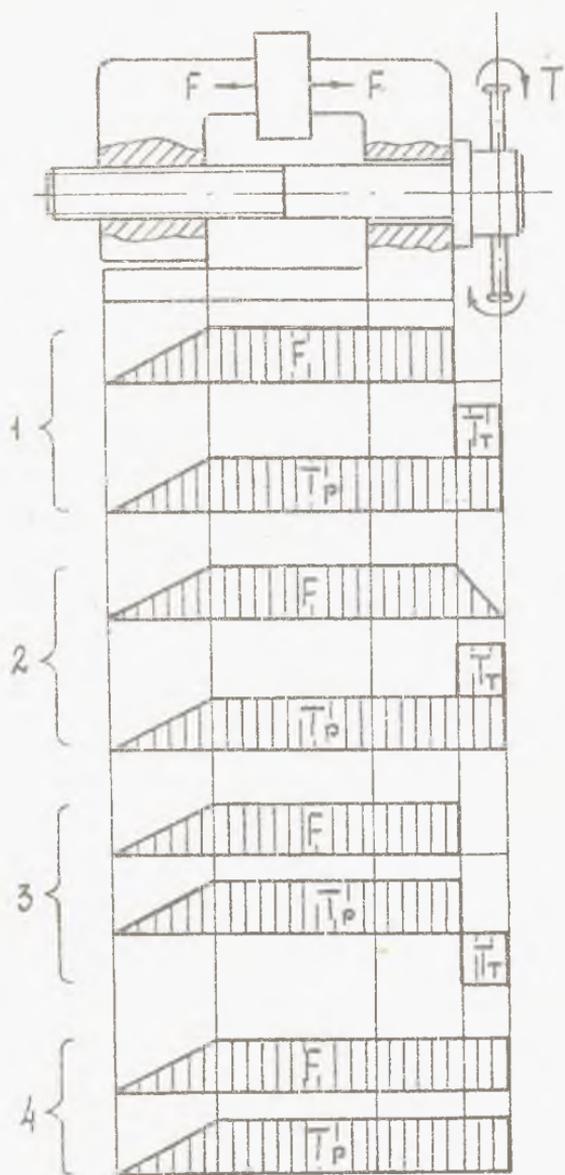
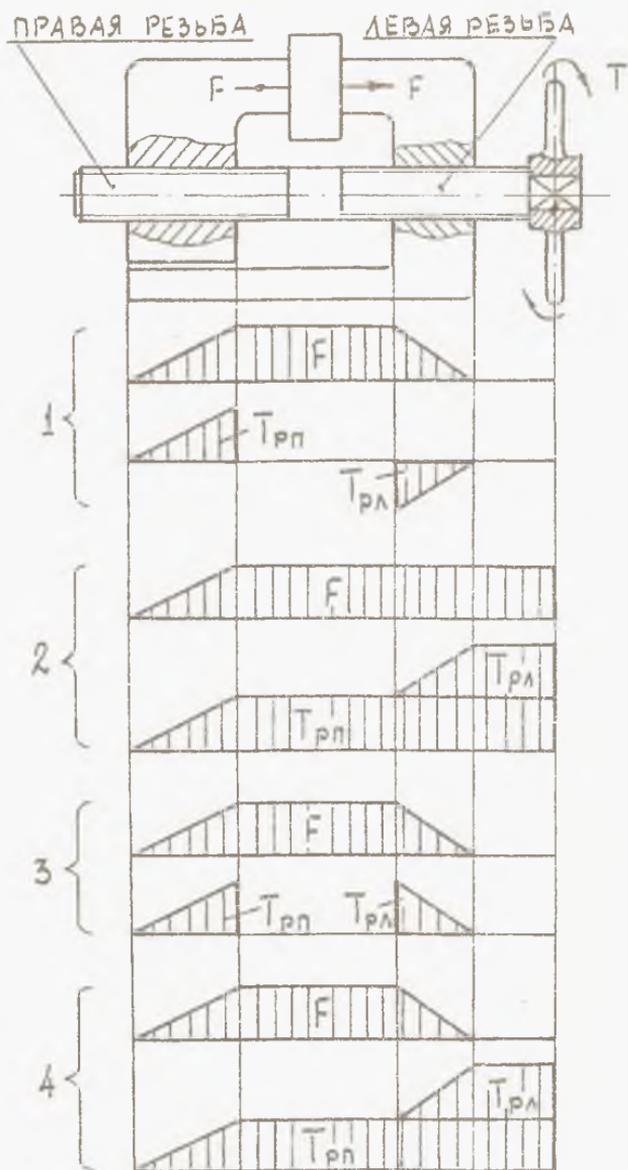


Рис. 15



Р и с. 16

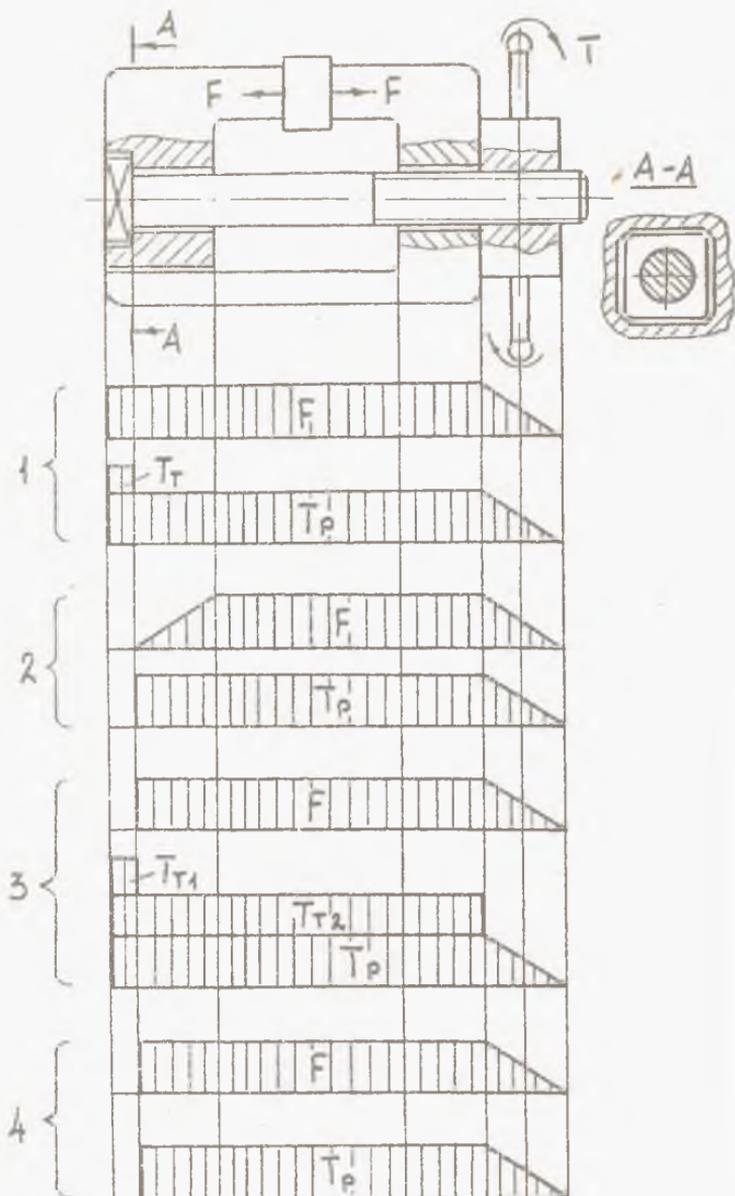
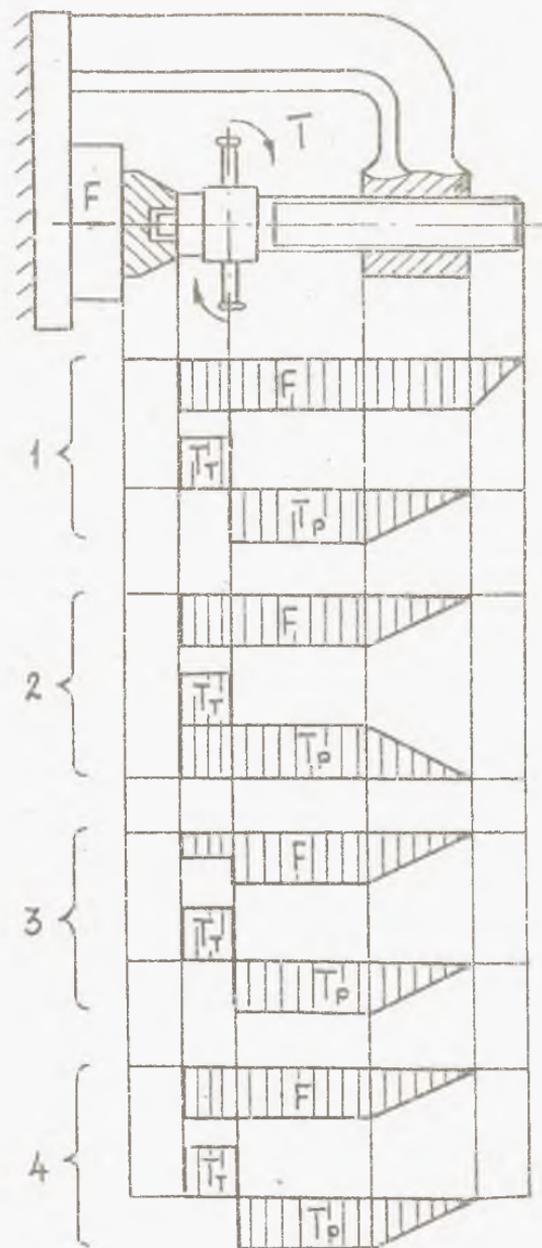


Рис. 17



Р и с. 18

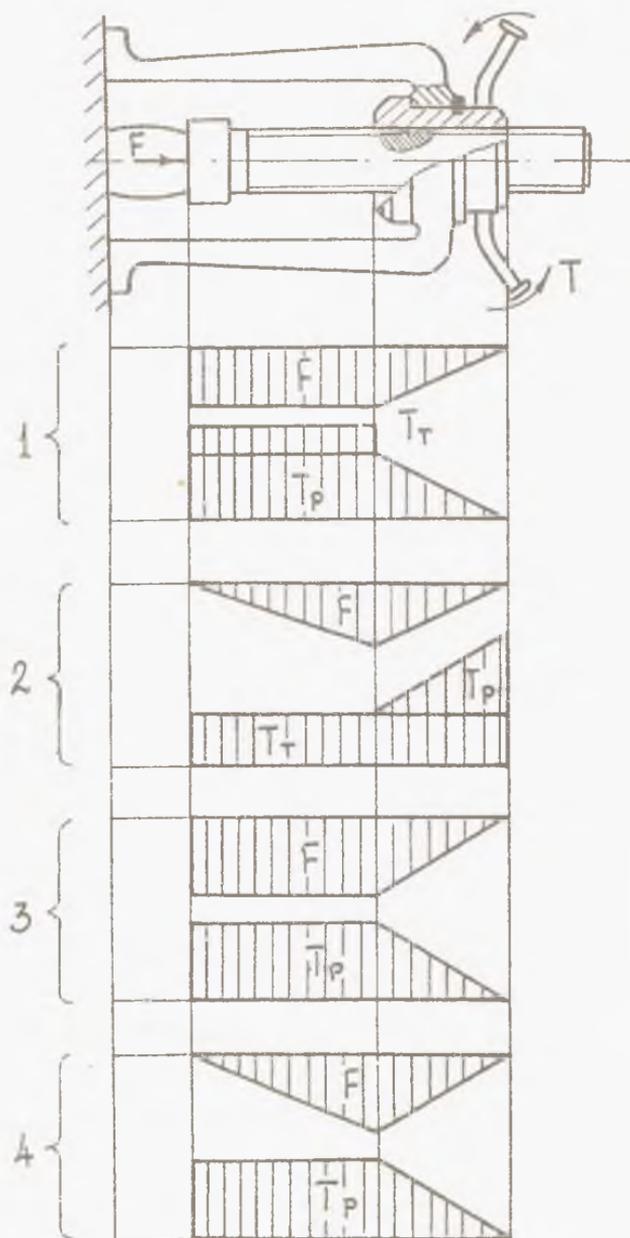
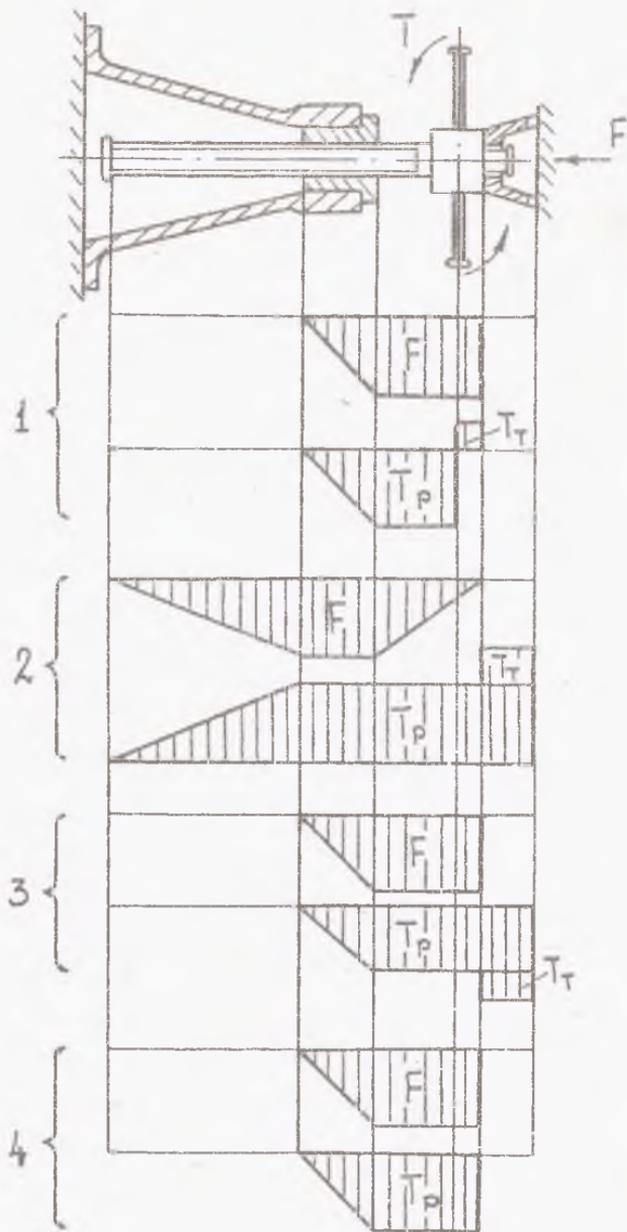
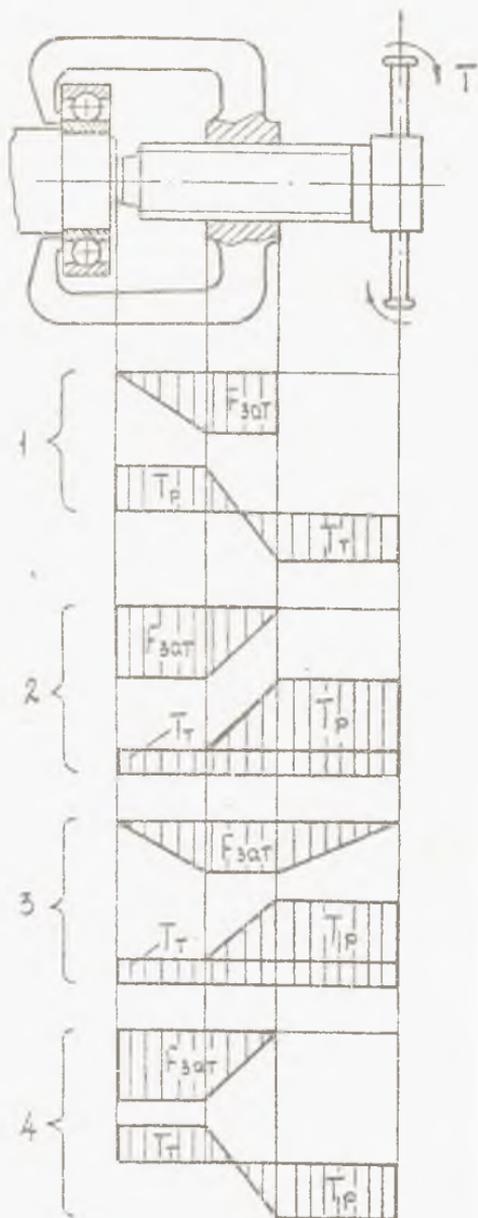


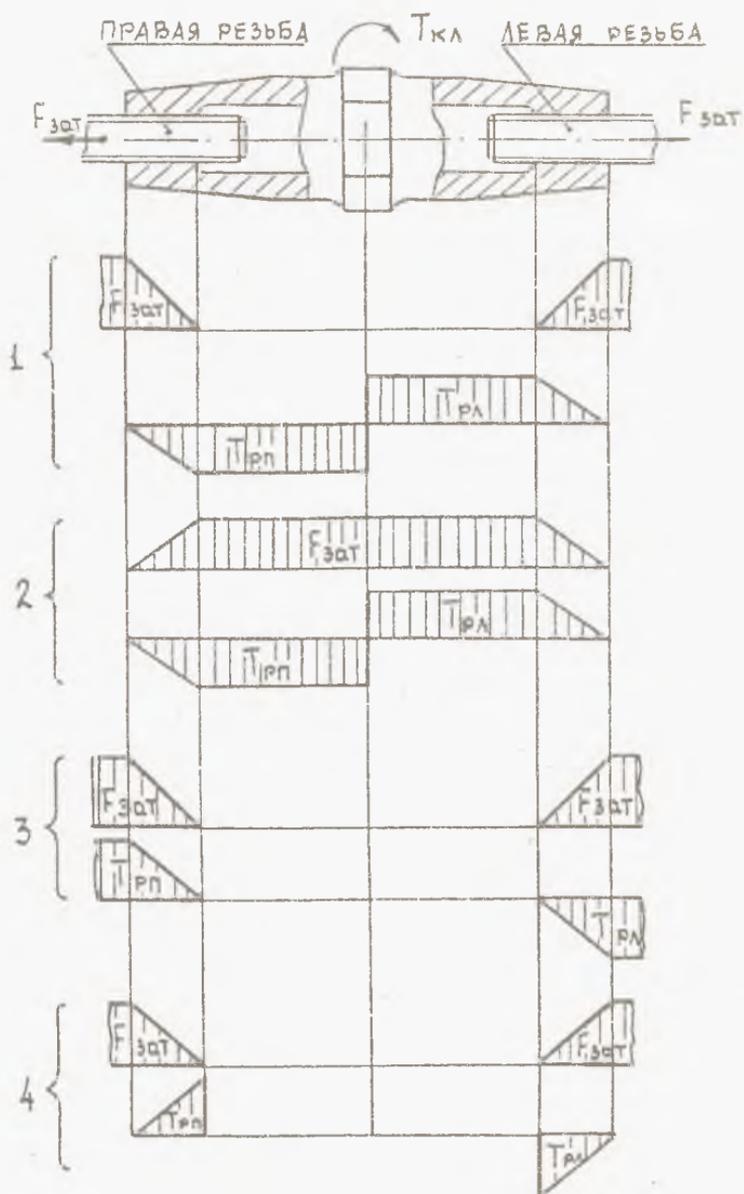
Рис. 19



Р и с. 20



Р и с. 21



Р и с . 22

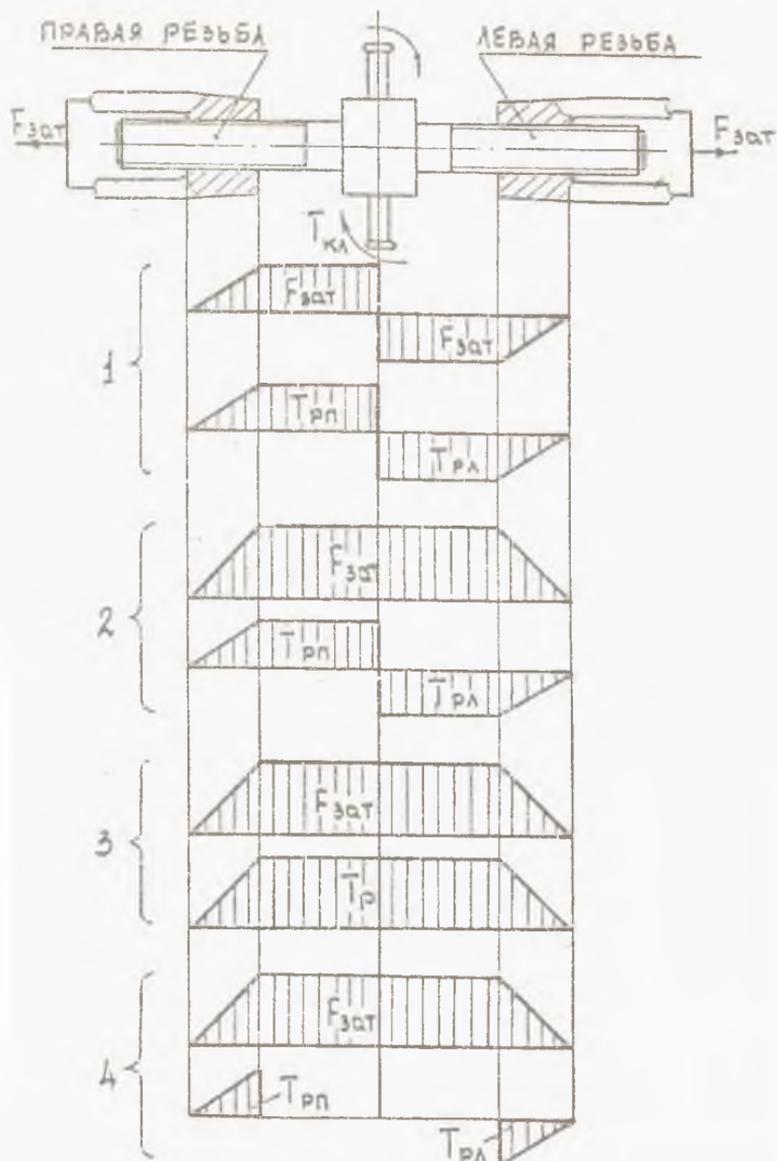


Рис. 23

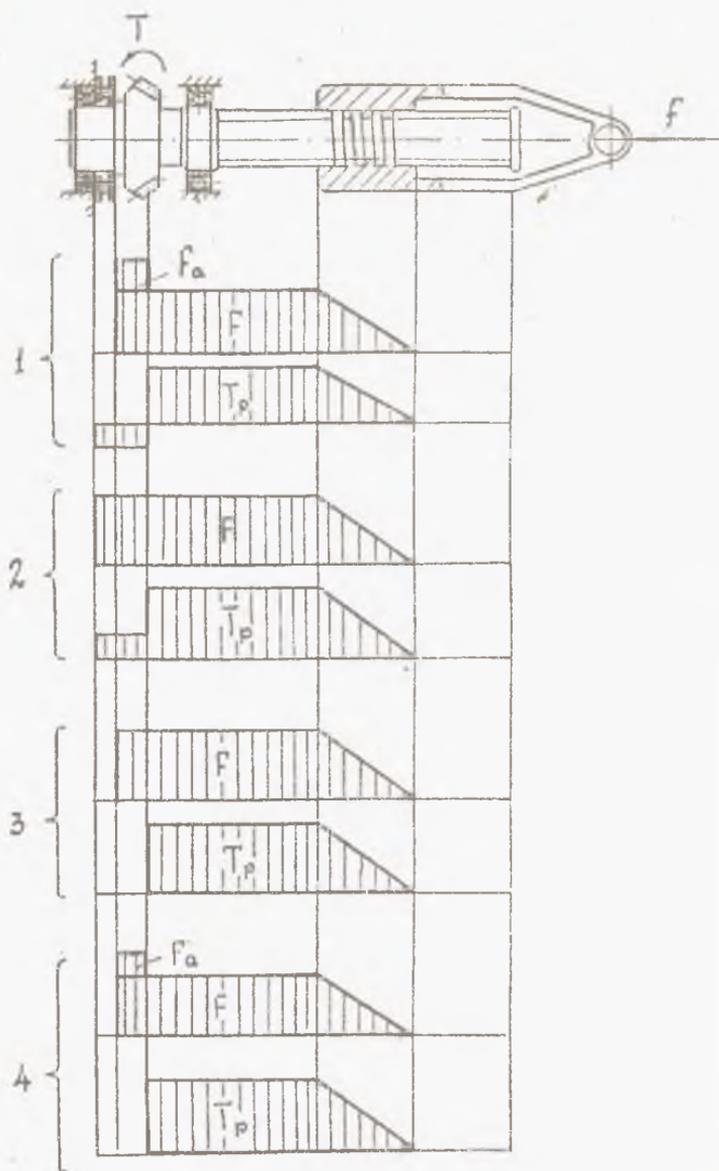


Рис. 24

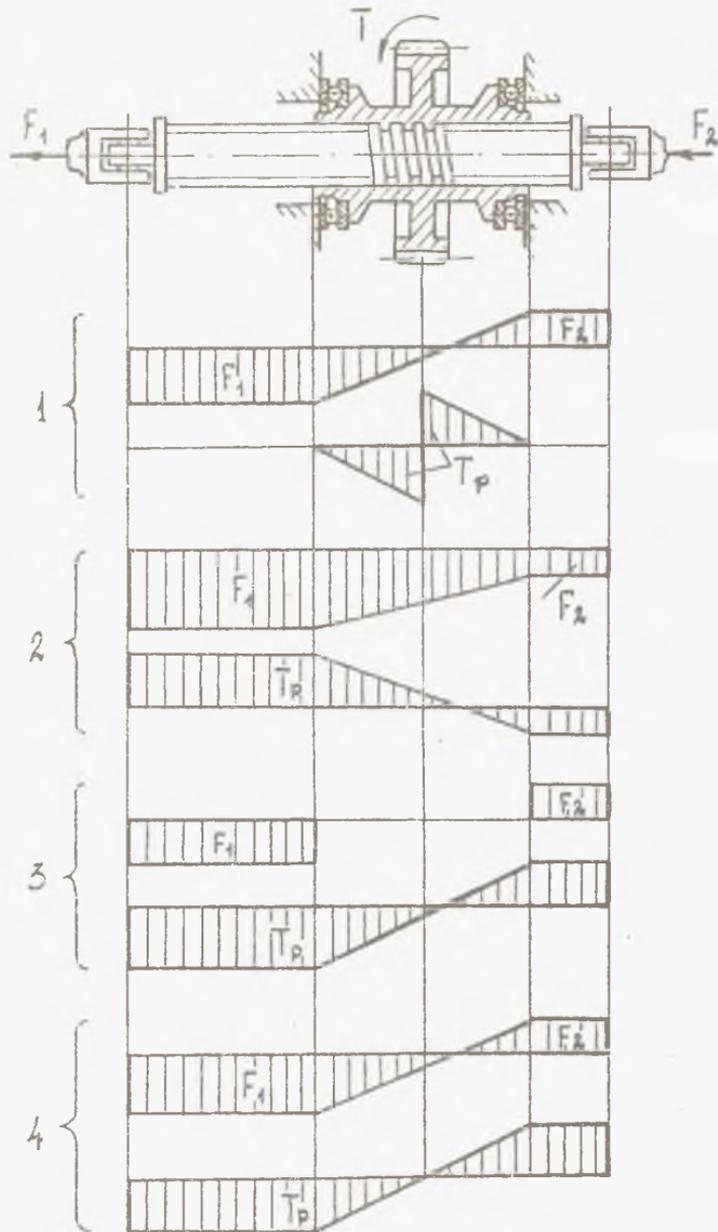


Рис. 25

## 2. ЗАДАЧИ ПО РАСЧЕТУ СИЛОВЫХ СООТНОШЕНИЙ И ПРОВЕРКЕ ПРОЧНОСТИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для резьбовых соединений важна прежде всего оценка их прочности и соотношений между усилиями и моментами при завинчивании и при работе соединения. При расчете необходимо всегда помнить о том, что подавляющая часть деталей резьбовых соединений стандартизована, а соотношения размеров отдельных элементов, например высоты гайки и т. п., определены из условий равнопрочности.

При расчете на прочность при переменных нагрузках выполняется оценка как статической, так и усталостной прочности. Существует несколько подходов к оценке усталостной прочности. При решении предлагаемых задач ее рекомендуется проводить по амплитудным напряжениям, поскольку такая оценка является наиболее распространенной.

При расчете групповых болтовых соединений задача всегда разделяется на два этапа: определение нагрузки на наиболее нагруженный болт и проверка его прочности.

**Задание.** Выполните решение приведенных ниже задач

2.1. Нужно ли удерживать ключом головку болта М8 при затягивании гайки, если  $f = 0,12$ ,  $d_2 = 7,188$  мм, шаг резьбы  $P = 1,25$  мм, диаметр отверстия  $d_0 = 8,5$  мм, размер под ключ болта  $S = 13$  мм?

2.2. В болтовом соединении использован винт М8 с потайной головкой. Нужно ли удерживать отверткой головку винта при затяжке гайки, если  $f = 0,12$ ,  $d_2 = 7,188$  мм, шаг резьбы  $P = 1,25$  мм, диаметр отверстия  $d_0 = 8,5$  мм? Размеры головки: диаметр  $D = 14,5$  мм, угол конуса  $90^\circ$ .

2.3. Какое усилие должен приложить рабочий к ключу болта М16 ( $L = 14 d$ ), если момент трения в резьбе  $T_p = 24000$  Н·мм, момент трения на торце гайки  $T_T = 21000$  Н·мм?

2.4. Какое усилие  $F_p$  должен приложить рабочий к нормальному ключу ( $L = 15 d$ ) болта М16, если требуется сила затяжки  $F_{зат} = 10000$  Н,  $f = 0,15$ ,  $d_0 = 17$  мм,  $d_2 = 14,701$  мм, размер под ключ  $S = 24$  мм,  $\operatorname{tg}(\psi + \varphi) = 0,218$ ?

2.5. Какое усилие  $F_p$  должен приложить рабочий к нормальному гаечному ключу ( $L = 15 d$ ) для затяжки болта М20 усилием затяжки  $F_{\text{зат}} = 10000$  Н, если  $f = 0,15$ ,  $\text{tg}(\psi + \varphi) = 0,218$ ,  $d_0 = 21$  мм,  $d_2 = 18,376$  мм, размер под ключ  $S = 32$  мм?

2.6. Какое усилие  $F_p$  должен приложить рабочий к нормальному ключу ( $L = 15 d$ ) болта М20, если требуется сила затяжки  $F_{\text{зат}} = 20000$  Н, размер под ключ  $S = 32$  мм,  $d_0 = 21$  мм,  $d_2 = 18,376$  мм,  $f = 0,15$ ,  $\text{tg}(\psi + \varphi) = 0,218$ ?

2.7. Определите касательные напряжения в стержне болта М10, если усилие затяжки  $F_{\text{зат}} = 5000$  Н,  $\text{tg}(\psi + \varphi) = 0,155$ ,  $d_1 = 8,376$  мм,  $d_2 = 9,026$  мм,  $P = 1,5$  мм.

2.8. Усилие затяжки болта М20  $F_{\text{зат}} = 15000$  Н. Определите касательные напряжения стержня болта, если  $d_1 = 17,29$  мм,  $d_2 = 18,37$  мм и  $\text{tg}(\psi + \varphi) = 0,218$ .

2.9. Обеспечивается ли прочность болта М10 при затягивании нормальным ключом ( $L = 15 d$ ) усилием рабочего  $F_p = 100$  Н? Размеры опорной поверхности гайки:  $S = 17$  мм,  $d_0 = 10,5$  мм;  $\sigma_T = 200$  МПа,  $\text{tg}(\psi + \varphi) = 0,155$ ,  $d_2 = 9,025$  мм,  $d_1 = 8,376$  мм,  $f = 0,15$ .

2.10. Обеспечивается ли прочность болта М10 при затягивании нормальным ключом ( $L = 15 d$ ) с усилием рабочего  $F_p = 300$  Н? Размеры опорной поверхности гайки:  $S = 17$  мм,  $d_0 = 10,5$  мм;  $\text{tg}(\psi + \varphi) = 0,155$ ,  $\sigma_T = 200$  МПа,  $d_1 = 8,376$  мм,  $f = 0,15$ ,  $d_2 = 9,026$  мм,  $k_{\text{кр}} = 1,3$ .

2.11. Обеспечивается ли прочность болта М12 при затягивании нормальным ключом ( $L = 15 d$ ) усилием рабочего  $F_p = 300$  Н? Размеры опорной поверхности гайки:  $S = 19$  мм,  $d_0 = 13$  мм;  $\sigma_T = 220$  МПа,  $\text{tg}(\psi + \varphi) = 0,155$ ,  $d_2 = 10,863$  мм,  $d_1 = 10,106$  мм,  $f = 0,1$ ,  $k_{\text{кр}} = 1,3$ .

2.12. Определите нормальное напряжение  $\sigma_p$  в стержне болта М10 при затягивании гайки нормальным ключом ( $L = 15 d$ ) при

усилии рабочего  $F_p = 100$  Н, если коэффициент трения на торце гайки  $f = 0,15$ ,  $d_2 = 9,026$  мм,  $d_1 = 8,376$  мм. Размеры опорной поверхности гайки:  $S = 17$  мм,  $d_0 = 10,5$  мм;  $\text{tg}(\psi + \varphi) = 0,155$ .

2.13. Определите эквивалентное напряжение  $\sigma_p$  в болте М10 при затягивании гайки нормальным ключом ( $L = 15 d$ ). Усилие рабочего  $F_p = 100$  Н, коэффициент трения на торце гайки  $f = 0,15$ ,  $d_2 = 9,026$  мм,  $d_1 = 8,376$  мм. Размеры опорной поверхности гайки:  $S = 17$  мм,  $d_0 = 10,5$  мм. Принять  $k_{кр} = 1,3$ ,  $\text{tg}(\psi + \varphi) = 0,155$ .

2.14. Определите эквивалентное напряжение  $\sigma_p$  в болте М10 при затягивании гайки нормальным ключом ( $L = 15 d$ ). Усилие рабочего  $F_p = 150$  Н, коэффициент трения на торце гайки  $f = 0,15$ ,  $d_2 = 9,026$  мм,  $d_1 = 8,376$  мм. Размеры опорной поверхности гайки:  $S = 17$  мм,  $d_0 = 10,5$  мм;  $\text{tg}(\psi + \varphi) = 0,155$ ,  $k_{кр} = 1,3$ .

2.15. Определите эквивалентное напряжение  $\sigma_p$  в болте М12 при затягивании гайки нормальным ключом ( $L = 15 d$ ). Усилие рабочего  $F_p = 100$  Н, коэффициент трения на торце гайки  $f = 0,15$ ,  $\text{tg}(\psi + \varphi) = 0,155$ ,  $d_2 = 10,836$  мм,  $d_1 = 10,106$  мм,  $k_{кр} = 1,3$ . Размеры опорной поверхности гайки:  $S = 19$  мм,  $d_0 = 13$  мм.

2.16. Определите эквивалентное напряжение  $\sigma_p$  в болте М16 при затягивании гайки нормальным ключом ( $L = 15 d$ ). Усилие рабочего  $F_p = 100$  Н, коэффициент трения на торце гайки  $f = 0,15$ ,  $d_1 = 13,835$  мм,  $d_2 = 14,701$  мм. Размеры опорной поверхности гайки:  $S = 24$  мм,  $d_0 = 17$  мм. Принять  $k_{кр} = 1,3$ ,  $\text{tg}(\psi + \varphi) = 0,155$ .

2.17. Определите эквивалентное напряжение  $\sigma_p$  в болте М16 при затягивании гайки нормальным ключом ( $L = 15 d$ ). Усилие рабочего  $F_p = 150$  Н, коэффициент трения на торце гайки  $f = 0,15$ ,  $d_2 = 14,701$  мм,  $d_1 = 13,835$  мм. Размеры опорной поверхности гайки:  $S = 24$  мм,  $d_0 = 17$  мм. Принять  $\text{tg}(\psi + \varphi) = 0,155$ ,  $k_{кр} = 1,3$ .

2.18. Достаточна ли прочность болта М8, если сдвигающая сила на болт  $F_S = 500$  Н (болт поставлен с зазором),  $f = 0,1$ ,  $k_{сц} = 1,3$ ,  $[\sigma_p] = 140$  МПа,  $k_{кр} = 1,3$ ,  $d_1 = 6,647$  мм?

2.19. Достаточна ли прочность болта М10, если сдвигающая сила на болт  $F_S = 500$  Н (болт поставлен с зазором)? Принять  $f = 0,1$ ,  $k_{сц} = 1,3$ ,  $k_{кр} = 1,3$ ,  $[\sigma_p] = 140$  МПа,  $d_1 = 8,376$  мм.

2.20. Достаточна ли прочность болта М12, если сдвигающая сила на болт  $F_S = 500$  Н (болт поставлен с зазором)? Принять  $f = 0,1$ ,  $k_{сц} = 1,3$ ,  $[\sigma_p] = 140$  МПа,  $d_1 = 10,1$ ,  $k_{кр} = 1,3$ .

2.21. Определите выигрыш в силе при затягивании болта М20 нормальным ключом ( $L = 15 d$ ). Размер под ключ  $S = 32$  мм,  $d_0 = 21$  мм,  $d_2 = 18,37$  мм. Коэффициент трения на торце  $f = 0,15$ ,  $\text{tg}(\psi + \varphi) = 0,218$ .

2.22. Фланцевое соединение нагружено крутящим моментом  $T = 510$  Н·м. В соединении болты М8 установлены по окружности  $D = 100$  мм с зазором. Определить требуемое по условиям прочности число болтов, если  $f = 0,12$ ,  $k_{сц} = 1,5$ ,  $k_{кр} = 1,3$ ,  $[\sigma_p] = 120$  МПа,  $d_1 = 6,647$  мм.

2.23. Во фланцевом соединении вращающихся валов четыре болта М8 установлены с зазором по окружности  $D = 100$  мм. Из-за перекоса валов на соединение действует момент  $M = 400$  Н·м. Обеспечивается ли усталостная прочность болтов по амплитудным напряжениям, если коэффициент внешней нагрузки  $\chi = 0,3$ , допускаемое амплитудное напряжение  $[\sigma_a] = 150$  МПа, внутренний диаметр резьбы  $d_1 = 6,647$  мм? Стык под нагрузкой не раскрывается.

2.24. Во фланцевом соединении вращающихся валов установлены четыре призонных болта М8 без зазора по окружности  $D = 100$  мм. Из-за перекоса валов на соединение действует момент  $M = 400$  Н·м. Затяжка болтов обеспечивает условие нераскрытия стыка. Будет ли обеспечена статическая прочность болтов, если коэффициент внешней нагрузки  $\chi = 0,3$ , внутренний диаметр резьбы  $d_1 = 6,647$  мм? Принять  $F_{ст\min} = 0,3 F_{вн}$ ,  $k_{кр} = 1,3$ ,  $[\sigma_p] = 120$  МПа.

2.25. Определить требуемую по условиям равнопрочности глубину завинчивания стальной шпильки в корпусе из алюминиевого сплава, если для шпильки  $[\sigma_p] = 130$  МПа, для алюми-

вого сплава  $[\tau_{ср}] = 20$  МПа. Принять  $k_{кр} = 1,3$  и  $k_{нер} = 2$ , шпилька М8,  $d_1 = 6,647$  мм. Коэффициент полноты резьбы  $k_{п} = 0,87$ .

### 3. ОЦЕНКА СООТНОШЕНИЙ МЕЖДУ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ВИНТОВОЙ ПАРЫ И РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, СИЛАМИ И НАПРЯЖЕНИЯМИ В РЕЗЬБЕ

В инженерной практике наряду с комплексными расчетами крайне важно умение оперативно оценить влияние изменений той или иной характеристики конструкции или условий работы на работоспособность детали или машины. В настоящем разделе приводятся задачи "в одно действие", которые в большинстве случаев могут быть решены "в уме", по различным вопросам работоспособности винтовой пары или резьбового соединения. Для решения этих задач необходимо помнить простейшие формулы или структуру более сложных формул для расчета резьбовых соединений или винтовых передач.

**Задание.** *Выполнить оценку предложенных изменений или соотношений между характеристиками винтовой пары или резьбового соединения*

3.1. При каком минимальном значении коэффициента трения выполняется условие самоторможения резьбы "Трап. 40х(3х6)" ( $d_2 = 37$  мм)?

1. 0,100.
2. 0,125.
3. 0,135.
4. 0,150.

3.2. При каких значениях угла подъема  $\psi$  и приведенного угла трения  $\varphi'$  коэффициент  $k_{кр}$  имеет наименьшее значение?

1.  $\psi = 2^\circ 30'$ ,  $\varphi' = 7^\circ 30'$ .
2.  $\psi = 3^\circ 30'$ ,  $\varphi' = 7^\circ 30'$ .
3.  $\psi = 4^\circ 30'$ ,  $\varphi' = 8^\circ 30'$ .
4.  $\psi = 3^\circ 30'$ ,  $\varphi' = 10^\circ 30'$ .

3.3. Выполняется ли условие самоторможения в резьбе М20, если  $P = 2,5$  мм,  $d_2 = 18,7$  мм, коэффициент трения  $f = 0,05$ ,  $\cos 30^\circ = 0,866$ ?

1. Выполняется.
2. Не выполняется.

3.4. КПД самотормозящейся винтовой передачи  $\sim 0,5$ . Как необходимо изменить шаг резьбы, чтобы передача осталась самотормозящейся, если коэффициент трения в резьбе уменьшится вдвое?

1. Увеличить в 2 раза.
2. Уменьшить в 2 раза.
3. Оставить без изменения.

3.5. В винтовой передаче  $\operatorname{tg} \psi \approx \operatorname{tg} \varphi'$ . Как изменится КПД передачи, если коэффициент трения в резьбе уменьшится в два раза? Принять  $\operatorname{tg}(\psi + \varphi') \approx \operatorname{tg} \psi + \operatorname{tg} \varphi'$ .

1. Уменьшится в 1,33 раза.
2. Уменьшится в 1,67 раза.
3. Увеличится в 1,33 раза.
4. Увеличится в 1,67 раза.
5. Не изменится.

3.6. Как изменится требуемый по износостойкости диаметр винта винтовой передачи, если применить материалы винта и гайки, имеющие в два раза меньшее допускаемое напряжение изнашивания?

1. Увеличится в 1,26 раза.
2. Увеличится в 1,41 раза.
3. Уменьшится в 1,41 раза.
4. Уменьшится в 1,26 раза.
5. Не изменится.

3.7. Во сколько раз увеличится момент трения в резьбе при увеличении  $F_{\text{зат}}$  в 1,9 раза?

1. В 1,2 раза.
2. В 1,5 раза.
3. В 1,7 раза.
4. В 1,9 раза.

3.8. Как изменятся напряжения затяжки в стержне болта, если при одинаковом усилии рабочего рукоятку ключа удлинить вдвое?

1. Увеличится в 2 раза.
2. Увеличится в 1,41 раза.
3. Уменьшится в 1,41 раза.
4. Уменьшится в 2 раза.
5. Не изменятся.

3.9. Определить отношение высот гайк  $H_{\text{трап}} / H_{\text{квадр}}$  из условия работы витка резьбы на срез при одинаковых материалах, наружных диаметрах и шагах, если коэффициенты полноты резьбы:  $k_{\text{п трап}} = 0,65$ ,  $k_{\text{п квадрат}} = 0,5$ .

1. 1,3.
2. 1,8.
3. 0,76.
4. 0,85.

3.10. Как изменится требуемая по условиям прочности резьбы на срез глубина ввинчивания шпильки в чугунный корпус, если усилие затяжки увеличить вдвое?

1. Увеличится в 2 раза.
2. Увеличится в 1,41 раза.
3. Уменьшится в 1,41 раза.
4. Уменьшится в 2 раза.
5. Не изменится.

3.11. Как изменятся напряжения среза резьбы в гайке, если при сохранении ее высоты шаг резьбы увеличить в 1,5 раза?

1. Уменьшатся в 1,5 раза.
2. Уменьшатся в 2 раза.
3. Увеличатся в 2 раза.
4. Увеличатся в 1,5 раза.
5. Не изменятся.

3.12. При каких значениях угла подъема  $\psi$  и приведенного угла трения  $\varphi'$  коэффициент  $k_{\text{кр}}$  имеет наибольшую величину?

1.  $\psi = 3^\circ$ ,  $\varphi' = 6^\circ$
2.  $\psi = 4^\circ$ ,  $\varphi' = 8^\circ$
3.  $\psi = 5^\circ$ ,  $\varphi' = 6^\circ$
4.  $\psi = 6^\circ$ ,  $\varphi' = 3^\circ$

3.13. У эксцентрично нагруженного болта  $\sigma_p \approx \sigma_n$ . Как изменится суммарное напряжение в стержне болта, если относительный эксцентриситет нагрузки  $e / d_1$  увеличится вдвое?

1. Уменьшится в 2 раза.
2. Уменьшится в 1,5 раза.
3. Увеличится в 1,5 раза.
4. Увеличится в 2 раза.
5. Не изменится.

3.14. Во сколько раз увеличатся суммарные напряжения в затянутом костыльном болте, если относительный эксцентриситет увеличится с  $e/d_1 = 0,5$  до  $e/d_1 = 1$  ( $k_{кр} = 1,3$ )?

1.  $\sim 1,5$ .
2.  $\sim 1,75$ .
3.  $\sim 2$ .
4.  $\sim 2,5$ .

3.15. Во сколько раз напряжения изгиба в бронзовом болте будут отличаться от напряжений в стальном болте при одинаковом перекосе опорной поверхности под гайку ( $E_{бр} = 0,9 \cdot 10^5$  МПа,  $E_{ст} = 2,15 \cdot 10^5$  МПа)?

1. Меньше в 5,8 раза.
2. Больше в 5,8 раза.
3. Меньше в 2,4 раза.
4. Больше в 2,4 раза.

3.16. Во сколько раз напряжения изгиба в титановом болте будут отличаться от напряжений в стальном болте при одинаковом перекосе опорной поверхности под гайку ( $E_T = 1,1 \cdot 10^5$  МПа,  $E_{ст} = 2,15 \cdot 10^5$  МПа)?

1. Меньше  $\sim$  в 2 раза.
2. Больше  $\sim$  в 2 раза.
3. Больше  $\sim$  в 4 раза.
4. Меньше  $\sim$  в 4 раза.

3.17. Во сколько раз уменьшатся изгибные напряжения в болте, если вдвое уменьшить угол перекоса?

1. В 2 раза.
2. В 4 раза.
3. В 8 раз.
4. В 16 раз.

3.18. Как изменится требуемое усилие затяжки болта, нагружаемого сдвигающей нагрузкой, если соединение деталей внахлест заменить на соединение с двумя накладками (болты установлены с зазором)?

1. Увеличится в 2 раза.
2. Уменьшится в 2 раза.
3. Не изменится.

3.19. В резьбовом соединении одиночным болтом податливости болта  $\lambda_b$  и стыка  $\lambda_d$  равны. Как и во сколько раз изменится доля внешней нагрузки на болт при увеличении податливости стыка вдвое?

1. Увеличивается в 2 раза.
2. Уменьшится в 1,33 раза.
3. Увеличится в 1,33 раза.
4. Уменьшается в 2 раза.

3.20. В резьбовом соединении одиночным болтом податливости болта  $\lambda_b$  и деталей стыка  $\lambda_d$  равны. Как и во сколько раз необходимо изменить податливость соединяемых деталей для уменьшения доли внешней нагрузки на болт в 1,5 раза?

1. Увеличить в 1,5 раза.
2. Уменьшить в 1,5 раза.
3. Уменьшить в 2 раза.
4. Увеличить в 2 раза.

3.21. В резьбовом соединении одиночным болтом податливости болта  $\lambda_b$  и стыка  $\lambda_d$  равны. Как и во сколько раз следует изменить податливость болта этого соединения, чтобы долю внешней нагрузки на болт уменьшить вдвое?

1. Уменьшить в 2 раза.
2. Увеличить в 4 раза.
3. Увеличить в 3 раза.
4. Уменьшить в 4 раза.

3.22. В резьбовом соединении одиночным болтом податливости болта  $\lambda_b$  и стыка  $\lambda_d$  равны. Как и во сколько раз следует изменить податливость болта этого соединения, чтобы долю внешней нагрузки на болт уменьшить втрое?

1. Увеличить в 5 раз.
2. Уменьшить в 5 раз.
3. Уменьшить в 6 раз.
4. Увеличить в 6 раз.

3.23. В резьбовом соединении одиночным болтом податливости болта  $\lambda_b$  и стыка  $\lambda_d$  равны. Как и во сколько раз необходимо изменить площадь сечения болта для уменьшения доли внешней нагрузки на болт в 1,5 раза?

1. Уменьшить в 1,5 раза.
2. Уменьшить в 2 раза.
3. Увеличить в 3 раза.

4. Увеличить в 4 раза.

3.24. В резьбовом соединении одиночным болтом податливости болта  $\lambda_b$  и стыка  $\lambda_d$  равны. Как и во сколько раз изменится доля внешней нагрузки на болт при увеличении площади сечения болта вдвое?

1. Увеличится в 2 раза.
2. Увеличится в 4 раза.
3. Увеличится в 1,33 раза.
4. Уменьшится в 2,66 раза.

3.25. Во сколько раз допускаемое напряжение растяжения болта класса прочности 4.6 отличается от допускаемого напряжения болта класса прочности 6.6 при одинаковых запасах прочности и статической нагрузке?

1. Меньше в 1,5 раза.
2. Меньше в 2,0 раза.
3. Больше в 2,0 раза.
4. Больше в 1,5 раза.
5. Не отличается.

#### 4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФОРМУЛ, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ОЦЕНКИ РАЗЛИЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНСТРУКЦИИ И ПРОЧНОСТИ ВИНТОВОЙ ПАРЫ ИЛИ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Выполнение расчетов в инженерной практике производится преимущественно с использованием справочной или методической литературы. Вместе с тем обязательно знание инженером простейших формул. Кроме того, для оперативного выполнения работы инженер должен уметь быстро выбирать формулу, необходимую для данного расчета.

В настоящем разделе приведены вопросы, позволяющие проверить знания расчетных формул для оценки работоспособности винтовых передач и резьбовых соединений.

*Задание. Определите правильно написанную формулу для оценки указанного в задаче параметра*

4.1. Угол подъема витка многозаходной резьбы определяется по формуле:

$$1. \psi = \arctg \frac{P}{\pi d z}$$

$$2. \psi = \arctg \frac{z P}{\pi d_1}$$

$$3. \psi = \arctg \frac{z P}{\pi d_2}$$

$$4. \psi = \arctg \frac{P}{\pi d_2 z}$$

$$5. \psi = \arctg \frac{z P}{\pi d}$$

4.2. Приведенный угол трения в резьбе определяется по формуле:

$$1. \varphi' = \arctg (f \cos \alpha).$$

$$2. \varphi' = \arctg \left( f \cos \frac{\alpha}{2} \right).$$

$$3. \varphi' = \arctg \left( \frac{f}{\cos \alpha} \right).$$

$$4. \varphi' = \arctg \left( \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right).$$

$$5. \varphi' = \arctg \left( \frac{f}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right).$$

4.3. Момент трения в резьбе при завинчивании гайки:

$$1. T_P = F_{\text{зат}} \frac{d_1}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi').$$

$$2. T_P = f F_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi').$$

$$3. T_P = f F_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \psi.$$

$$4. T_P = F_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi').$$

4.4. Момент сил трения в резьбе при отвинчивании гайки определяется по формуле:

$$1. T_P = F_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi').$$

$$2. T_P = F_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi' - \psi).$$

$$3. T_P = F_{\text{зат}} \frac{d_1}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi').$$

$$4. T_P = F_{\text{зат}} \frac{d_1}{2} \operatorname{tg}(\varphi' - \psi).$$

$$5. T_P = F_{\text{зат}} \frac{d}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi').$$

$$6. T_P = F_{\text{зат}} \frac{d}{2} \operatorname{tg}(\varphi' - \psi).$$

4.5. Момент сил трения на торце гайки определяется по формуле:

$$1. T_{\Gamma} = f F_{\text{зат}} \frac{D - d_0}{2}.$$

$$2. T_{\Gamma} = f F_{\text{зат}} \frac{D + d_0}{2}.$$

$$3. T_T = \frac{1}{3} f F_{\text{зат}} \frac{D + d_0}{2}, \quad 4. T_T = \frac{1}{4} f F_{\text{зат}} \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}.$$

$$5. T_T = \frac{1}{3} f F_{\text{зат}} \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}.$$

4.6. Коэффициент полезного действия винтовой пары при опускании груза выражается формулой:

$$1. \eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}, \quad 2. \eta = \frac{\operatorname{tg} \varphi'}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')},$$

$$3. \eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\varphi' - \psi)}, \quad 4. \eta = \frac{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}{\operatorname{tg} \psi},$$

$$5. \eta = \frac{\operatorname{tg}(\varphi' - \psi)}{\operatorname{tg} \psi}.$$

4.7. Коэффициент полезного действия винтовой пары при подъеме груза выражается формулой:

$$1. \eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}, \quad 2. \eta = \frac{\operatorname{tg} \varphi'}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')},$$

$$3. \eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\varphi' - \psi)}, \quad 4. \eta = \frac{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}{\operatorname{tg} \psi},$$

$$5. \eta = \frac{\operatorname{tg}(\varphi' - \psi)}{\operatorname{tg} \psi}.$$

4.8. Условие обеспечения необходимой износостойкости винтовой передачи имеет вид:

$$1. \sigma_{\text{см}} = \frac{4F}{\pi d^2 \psi_h} \leq [\sigma_{\text{изн}}], \quad 2. \sigma_{\text{см}} = \frac{2F}{\pi d_1 \psi_h H} \leq [\sigma_{\text{изн}}],$$

$$3. \sigma_{\text{см}} = \frac{F}{\pi d_2 \psi_h H} \leq [\sigma_{\text{изн}}].$$

4.9. Диаметр винта винтовой передачи из условия обеспечения износостойкости определяется по формуле:

$$1. d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \psi_h [\sigma_{\text{изн}}]}}, \quad 2. d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_n \psi_h [\sigma_{\text{изн}}]}}.$$

$$3. d_1 \geq \sqrt{\frac{2F}{\pi \psi_h [\sigma_{изн}]}}$$

$$4. d_2 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi k_{нер} [\sigma_{изн}]}}$$

4.10. Проверка устойчивости винта винтовой передачи при сжимающей нагрузке производится по формуле:

$$1. \sigma_{сж} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \varphi \leq [\sigma_{сж}]$$

$$2. \sigma_{сж} = \frac{4F}{\pi d_{пр}^2} \leq [\sigma_{сж}]$$

$$3. \sigma_{сж} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_{сж}] \varphi$$

4.11. Проверка прочности напряженного болтового соединения без приложения внешней нагрузки производится по формуле:

$$1. \sigma_p = \frac{4F_{зат}}{\pi d^2} \leq [\sigma_p]$$

$$2. \sigma_p = \frac{4k_{кр} F_{зат}}{\pi d_2^2} \leq [\sigma_p]$$

$$3. \sigma_p = \frac{4F_{зат}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]$$

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

4.12. Касательные напряжения среза резьбы болта определяются по формуле:

$$1. \tau_{ср} = \frac{k_{нер} F_{зат}}{\pi d_1 k_{п} H_{гайки}}$$

$$2. \tau_{ср} = \frac{k_{нер} F_{зат}}{\pi d_2 k_{п} H_{гайки}}$$

$$3. \tau_{ср} = \frac{k_{нер} F_{зат}}{\pi d k_{п} H_{гайки}}$$

4.13. Касательные напряжения среза резьбы гайки определяются по формуле:

$$1. \tau_{ср} = \frac{k_{нер} F_{зат}}{\pi d_1 k_{п} H_{гайки}}$$

$$2. \tau_{ср} = \frac{k_{нер} F_{зат}}{\pi d_2 k_{п} H_{гайки}}$$

$$3. \tau_{ср} = \frac{k_{нер} F_{зат}}{\pi d k_{п} H_{гайки}}$$

4.14. Касательные напряжения кручения в резьбовой части стержня болта при завинчивании гайки определяются по формуле:

$$1. \tau_{кр} = \frac{16T_{кз}}{\pi d_2^3}$$

$$2. \tau_{кр} = \frac{16T_1}{\pi d^3}$$

$$3. \tau_{кр} = \frac{16 T_p}{\pi d_1^3}$$

4.15. Необходимое усилие затяжки болтового соединения, нагруженного отрывающим усилием, из условия нераскрытия стыка определяется по формуле:

$$1. F_{зат} = \gamma(1 - \chi) F_{вн}$$

$$2. F_{зат} = \frac{k_{сш} F_s}{i f}$$

$$3. F_{зат} = \frac{k_{кр} F_s}{i f}$$

$$4. F_{зат} = \frac{k_{нер} F_{вн}}{z}$$

4.16. Проверка прочности болта, установленного без зазора, в соединении, нагруженном сдвигающей нагрузкой, производится по формуле:

$$1. \sigma_p = \frac{4 k_{кр} F_{зат}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]$$

$$2. \tau_{ср} = \frac{4 k_{сш} F_s}{\pi d_1^2} \leq [\tau_{ср}]$$

$$3. \sigma_p = \frac{4 k_{сш} F_s}{f \pi d_1^2} \leq [\sigma_p]$$

$$4. \tau_{ср} = \frac{4 F_s}{\pi d^2} \leq [\tau_{ср}]$$

4.17. Коэффициент внешней нагрузки при растяжении туго затянутого болта определяется по формуле:

$$1. \chi = \frac{\lambda_{б}}{\lambda_{б} + \lambda_{д}}$$

$$2. \chi = \frac{\lambda_{б} + \lambda_{д}}{\lambda_{д}}$$

$$3. \chi = \frac{\lambda_{д}}{\lambda_{б} + \lambda_{д}}$$

$$4. \chi = \frac{\lambda_{б} + \lambda_{д}}{\lambda_{б}}$$

4.18. Необходимое усилие затяжки болтового соединения, нагруженного сдвигающей нагрузкой, при установке болта с зазором определяется по формуле:

$$1. F_{зат} = \gamma(1 - \chi) F_{вн}$$

$$2. F_{зат} = \frac{k_{сш} F_s}{i f}$$

$$3. F_{зат} = \frac{k_{кр} F_s}{i f}$$

$$4. F_{зат} = \frac{k_{нер} F_{вн}}{z}$$

4.19. Максимальное напряжение туго затянутого болта, нагруженного растягивающим усилием  $F_{вн}$ , производится по формуле:

$$1. \sigma_p = \frac{4(F_{\text{зат}} k_{\text{кр}} + \chi F_{\text{вн}})}{\pi d_1^2}$$

$$2. \sigma_p = \frac{4 k_{\text{кр}} (F_{\text{зат}} + \chi F_{\text{вн}})}{\pi d_1^2}$$

$$3. \sigma_p = \frac{4(F_{\text{зат}} k_{\text{кр}} + F_{\text{вн}})}{\pi d_1^2}$$

$$4. \sigma_p = \frac{4 k_{\text{кр}} (F_{\text{зат}} + F_{\text{вн}})}{\pi d_1^2}$$

4.20. Амплитудное значение силы на туго затянутый болт при переменной нагрузке определяется по формуле:

$$1. \chi F_{\text{вн}}$$

$$2. \frac{\chi F_{\text{вн}}}{4}$$

$$3. \frac{\chi F_{\text{вн}}}{2}$$

$$4. 2\chi F_{\text{вн}}$$

4.21. Амплитудное значение напряжений в стержне болта, нагруженного переменной растягивающей нагрузкой, определяется по формуле:

$$1. \sigma_a = \frac{2\chi F_{\text{вн}}}{\pi d_1^2}$$

$$2. \sigma_a = \frac{4\chi F_{\text{вн}}}{\pi d_1^2}$$

$$3. \sigma_a = \frac{2 k_{\text{кр}} \chi F_{\text{вн}}}{\pi d_1^2}$$

$$4. \sigma_a = \frac{4 k_{\text{кр}} \chi F_{\text{вн}}}{\pi d_1^2}$$

4.22. Допускаемые напряжения в резьбовой части болта при статическом нагружении:

$$1. [\sigma_p] = \frac{\sigma_B}{S}$$

$$2. [\sigma_p] = \frac{\sigma_B}{k \sigma S}$$

$$3. [\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{S}$$

$$4. [\sigma_p] = \frac{\sigma_{-1}}{k \sigma S}$$

4.23. Допускаемое амплитудное напряжение при расчете болтов, нагруженных переменными нагрузками, определяется по формуле:

$$1. [\sigma_a] = \frac{\sigma_B}{S_a}$$

$$2. [\sigma_a] = \frac{\sigma_B k_d}{k \sigma S_a}$$

$$3. [\sigma_a] = \frac{\sigma_{-1} k_d}{k \sigma S_a}$$

$$4. [\sigma_a] = \frac{\sigma_{-1}}{S_a} \left( 1 - \frac{\sigma_{\text{зат}}}{\sigma_T} \right)$$

4.24. Если расстояние от центров болтов до центра тяжести соединения  $r_i$ , то максимальная сдвигающая нагрузка для группы болтов, нагруженной моментом  $T$ , определяется по формуле:

$$1. F_{S \max} = \frac{T}{\sum r_i}$$

$$2. F_{S \max} = \frac{T r_{\max}}{\sum r_i^2}$$

$$3. F_{S \max} = \frac{T}{n \sum r_i}$$

4.25. Дополнительная максимальная нагрузка на болт в соединении, нагруженном опрокидывающим моментом, определяется по формуле:

$$1. F_{\text{вн max}} = \frac{M}{\sum r_i}$$

$$2. F_{\text{вн max}} = \frac{M r_{\max}}{\sum r_i^2}$$

$$3. F_{\text{вн max}} = \frac{k_{\text{нер}} M}{\sum r_i}$$

$$4. F_{\text{вн max}} = \frac{k_{\text{нер}} M r_{\max}}{\sum r_i^2}$$

## 5. ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК КОНСТРУКЦИИ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ВИНТОВОЙ ПАРЫ ИЛИ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Для успешной работы инженер, как минимум, должен знать, как влияют характеристики конструкции или эксплуатационные характеристики на работоспособность деталей и механизмов. При этом в большинстве случаев необходимо знание расчетных формул и зависимостей. Однако иногда достаточно знать установленные правила и требования к конструкции. В некоторых случаях достаточно общих представлений о конструкции и умения руководствоваться здравым смыслом.

В настоящем разделе приведены вопросы для проверки понимания влияния различных конструктивных или эксплуатационных характеристик на работоспособность винтовой пары или резьбового соединения.

**Задание.** Укажите требуемую характеристику, конструкцию или влияние изменений этой характеристики на работоспособность винтовой пары или резьбового соединения

5.1. Как изменится усталостная прочность болта, если участок стержня без резьбы уменьшить до величины внутреннего диаметра резьбы?

1. Уменьшится.
2. Увеличится.
3. Не изменится.

5.2. Наиболее точным способом контроля затяжки болтового соединения является:

1. Измерение динамометрическим ключом.
2. Измерение угла поворота гайки при затяжке.
3. Измерение удлинения болта.

5.3. Какая резьба имеет большую прочность на срез при одинаковых материале, диаметре и шаге резьбы?

1. Треугольная.
2. Трапецеидальная.
3. Прямоугольная (квадратная).

5.4. Как изменится угол подъема витков, если при сохранении шага резьбы увеличить число заходов?

1. Уменьшится.
2. Не изменится.
3. Увеличится.

5.5. Как изменится допускаемое по изнашиванию напряжение смятия в винтовой передаче, если применить закаленный и шлифованный винт вместо незакаленного?

1. Увеличится.
2. Уменьшится.
3. Не изменится.

5.6. Укажите угол профиля дюймовой резьбы:

1.  $\alpha = 60^\circ$  .
2.  $\alpha = 40^\circ$  .
3.  $\alpha = 30^\circ$  .
4.  $\alpha = 55^\circ$  .

5.7. Укажите угол профиля метрической резьбы:

1.  $\alpha = 60^\circ$  .
2.  $\alpha = 40^\circ$  .
3.  $\alpha = 30^\circ$  .
4.  $\alpha = 55^\circ$  .

5.8. Укажите угол профиля прямоугольной резьбы:

1.  $\alpha = 0^\circ$  .
2.  $\alpha = 30^\circ$  .
3.  $\alpha = 60^\circ$  .
4.  $\alpha = 90^\circ$  .

5.9. Чему равен угол профиля стандартной трапецеидальной резьбы?

1.  $\alpha = 30^\circ$  .                      3.  $\alpha = 55^\circ$  .

2.  $\alpha = 33^\circ$  .                      4.  $\alpha = 60^\circ$  .

5.10. Как изменится доля внешней нагрузки на затянутый болт, если дюралевую шайбу заменить стальной?

1. Увеличится.
2. Уменьшится.
3. Не изменится.

5.11. Какая резьба — болта или гайки — имеет меньшую прочность на срез, если материалы их одинаковы?

1. Прочность одинакова.
2. Резьба болта.
3. Резьба гайки.

5.12. Какая резьба — болта или гайки — имеет большую прочность на срез, если материалы их одинаковы?

1. Резьба гайки.
2. Резьба болта.
3. Прочность одинакова.

5.13. При каком материале прокладки в стыке усталостная прочность болтов будет наименьшей?

1. При стальной прокладке.
2. При дюралевой прокладке.
3. При резиновой прокладке.
4. При пластмассовой прокладке.

5.14. При каком материале прокладки в стыке усталостная прочность болтов будет наибольшей?

1. При стальной прокладке.
2. При дюралевой прокладке.
3. При резиновой прокладке.
4. При пластмассовой прокладке.

5.15. Какая резьба — болта или гайки — имеет меньшую прочность на смятие, если материалы их одинаковы?

1. Прочность одинакова.
2. Резьба гайки.
3. Резьба болта.

5.16. Какая резьба — болта или гайки — имеет большую прочность на смятие, если материалы их одинаковы?

1. Резьба болта.

2. Резьба гайки.
3. Прочность одинакова.
- 5.17. В каком случае усилие на болт меньше?
  1. Когда детали стыка соединяются с упругой прокладкой.
  2. Когда детали стыка соединяются без прокладки.
- 5.18. В каком случае усилие на болт больше?
  1. Когда детали стыка соединяются с упругой прокладкой.
  2. Когда детали стыка соединяются без прокладки.
- 5.19. Какая метрическая резьба надежнее по самоторможению при одинаковых  $d_2$  и материале?
  1. Основная.
  2. С мелким шагом.
  3. Надежность самоторможения от шага не зависит.
- 5.20. По какому диаметру определяется угол подъема витков резьбы?
  1. По любому.
  2. По наружному.
  3. По внутреннему.
  4. По среднему.
- 5.21. Укажите КПД несамотормозящей резьбы:
  1. 0,25.
  2. 0,35.
  3. 0,45.
  4. 0,55.
- 5.22. Укажите КПД самотормозящей резьбы:
  1. 0,65.
  2. 0,55.
  3. 0,5.
  4. 0,4.
- 5.23. Укажите, для какой резьбы КПД наименьший?
  1. Для метрической.
  2. Для дюймовой.
  3. Для трапецеидальной.
  4. Для прямоугольной.
- 5.24. Укажите, для какой резьбы КПД наибольший?
  1. Для метрической.
  2. Для дюймовой.

3. Для трапецеидальной.
4. Для прямоугольной.
- 5.25. По какому критерию определяются размеры резьбы при проектировочном расчете винтовой передачи?

1. Прочность резьбы.
2. Устойчивость винта.
3. Износостойкость резьбы.

## 6. СХЕМА БИЛЕТА ДЛЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ ПО ТЕМЕ "ВИНТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ И РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ"

Билет для контрольной работы включает 5 вопросов (по одному из указанных выше разделов). Схема билета и баллы за их решение приведены в следующей таблице:

| № раз-дела | Вопросы к контрольной работе   | Балл за решение $P_i$ |
|------------|--|-----------------------|
| 1          | Укажите правильно построенные эпюры продольных сил и крутящих моментов для винта механизма                             | 1,3                   |
| 2          | Рассчитайте силовые соотношения или характеристики прочности   | 2,0                   |
| 3          | Дайте оценку влияния изменения характеристик конструкции или условий нагружения на характеристики ее работоспособности | 1,0                   |
| 4          | Укажите правильную формулу для расчета указанного параметра  | 0,5                   |
| 5          | Укажите характеристику геометрии или влияние ее на работоспособность   | 0,2                   |

При выполнении контрольной работы студент получает два первых вопроса билета. После их решения он переходит к проверке своих знаний на ЭВМ. Для этого в машину вводятся ответы на указанные два вопроса. При правильном ответе на экране дисплея появляются следующие вопросы, ответы на которые студент заносит с пульта в машину. Правильные ответы оцениваются  $O_{T_i} = 1$ , неправильные —  $O_{T_i} = 0$ . Оценка за контрольную рассчитывается по формуле

$$O_{II} = INT \left[ \sum_{i=1}^5 (O_{T_i} \cdot P_i) \right].$$

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
2. Кудрявцев В. Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. Л.: Машиностроение, 1980. 464 с.
3. Иосилевич Г. Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.
4. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 1. М.: Машиностроение, 1978. 728 с.