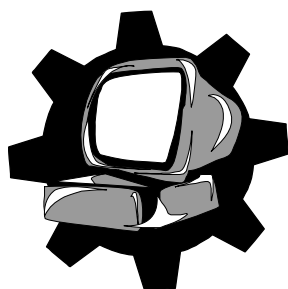


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

---



ДМ-06

Кафедра “ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН”

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
ДО ПРОВЕДЕННЯ ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТТЬ З ДИСЦИПЛІНИ  
“ДЕТАЛІ МАШИН”  
(для студентів напрямку «Інженерна механіка»)**

2006

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
**ДО ПРОВЕДЕННЯ ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТТЬ З ДИСЦИПЛІНИ**  
**“ДЕТАЛІ МАШИН”**  
**(для студентів напрямку «Інженерна механіка»)**

Розглянуто на засіданні кафедри “Основи проектування машин”  
Протокол № 17 від 11 травня 2006 р.

Затверджено на засіданні навчально-видавничої ради ДонНТУ  
Протокол № 2 від 24 травня 2006 р.

2006

УДК 621.01 (071)

Методичні вказівки до проведення практичних занять з дисципліни “Деталі машин” (для студентів напрямку “Інженерна механіка”) / Сост.: В.Г. Нечепаяєв, В.П. Оніщенко, В.П. Блескун, О.В. Деркач, В.С. Ісадченко, П.М. Матеко, В.О. Голдобін. – Донецьк: ДонНТУ, 2006. - 45 стор.

Наведені вказівки до проведення практичних занять з дисципліни “Деталі машин” з використанням спеціалізованих комп'ютерних систем проектування і розрахунку найпоширеніших деталей і вузлів машин, механізмів, приводів і т. ін.

Автори:

В.Г. Нечепаяєв, проф., д.т.н.  
В.П. Оніщенко, проф., д.т.н.  
В.П. Блескун, доц., к.т.н.  
О.В. Деркач, доц., к.т.н.  
В.С. Ісадченко, доц., к.т.н.  
П.М. Матеко, ст. викладач  
В.О. Голдобін, асистент

Відповідальний за випуск

В.Г. Нечепаяєв, д.т.н., проф., зав. каф.  
“Основи проектування машин”

© Донецький національний технічний університет, 2006 р.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	4
1. РОЗРАХУНКОВІ ЗАЛЕЖНОСТІ В КУРСІ. ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ВИКОРИСТАННЯ ОБЧИСЛЮВАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ПРИ РОЗРАХУНКАХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН. ....	5
2. РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ НА МІЦНІСТЬ.....	9
3. ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВАЛІВ, ШЛІЦЬОВИХ І ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ. ....	11
4. РОЗРАХУНКИ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ. ....	19
5. РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ. ....	23
6. РОЗРАХУНОК РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ. ....	24
РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА .....	43

## ВСТУП

Курс практичних занять по дисципліні «Деталі машин» є невід'ємною важливою частиною аудиторного комплексу занять, що призначений для рішення наступних основних завдань:

- придбання практичних навичок в області проектування й визначення навантажувальної здатності деталей, вузлів, механізмів, приводів;
- вивчення й придбання навичок практичного застосування сучасних систем автоматизованого проектування машин.

Отримані знання та досвід є базою для наступного виконання курсових і дипломного проектів. У цілому, виконання й освоєння курсу практичних занять дозволить студентам глибше освоїти й закріпити теоретичні положення дисципліни «Деталі машин», одержати навички їхнього практичного використання на рівні вимог сучасного машинобудівного виробництва у подальшій самостійній роботі.

## ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №1

### “Розрахункові залежності в курсі. Основні напрямки використання обчислювальної техніки при розрахунках деталей машин”.

**Ціль заняття.** Одержання практичних навичок застосування умов міцності при розрахунках деталей машин і ознайомлення із загальними напрямками використання обчислювальної техніки при цих розрахунках.

**Матеріальне забезпечення заняття** – комп'ютери з програмним забезпеченням APM WinMachine, MDesign, Компас-3D, Дешифр, DMCost, DMNS, Привод.

**Тривалість заняття - 2 години.**

#### 1.1. Основні розрахункові залежності в курсі

Курс «Деталі машин» є першим навчальним курсом, у якому студенти виконують конкретні розрахунки й реальне проектування деталей машин і механізмів.

Зміст курсу «Деталі машин» базується на освоєних раніше курсах «Інженерна графіка», «Теоретична механіка», «Опір матеріалів», «Теорія механізмів і машин», «Технологія конструкційних матеріалів».

Для виконання розрахунків деталей машин, широко використовують умови міцності при дії різних навантажень: на розтягування, на зминання, на стиск, на зріз, на згинання, на кручення, на контактну міцність. Ці умови виражаються залежностями:

$$\sigma_p = \frac{F}{A_p} \leq [\sigma_p] - \text{на розтягування};$$

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{см}} \leq [\sigma_{зм}] - \text{на зминання};$$

$$\sigma_{ст} = \frac{F}{A_{ст}} \leq [\sigma_{ст}] - \text{на стиск};$$

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{ср}} \leq [\tau_{зр}] - \text{на зріз};$$

$$\sigma_{уз} = \frac{M_u}{W_{ос}} = [\sigma_{уз}] - \text{на згинання};$$

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau_{кр}] - \text{на кручення};$$

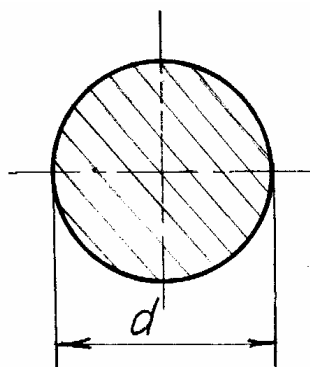
$$\sigma_n = \sqrt{\frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)} \frac{q_n}{\rho_{np}}} \leq [\sigma_n] - \text{на контактну міцність}.$$

У цих залежностях навантаження представлено силою  $F$  (в наведених формулах прийнято випадок, коли діє тільки одна зовнішня сила, тобто внутрішня сила  $N$  дорівнює зовнішній силі  $F$ ), або ж моментами (аналогічно зовнішніми обертальним  $T$ , згинаючим  $M_{зг}$ ), а геометричний параметр - площею ( $A$ ) або ж моментами опору (полярним  $W_p$ , осьовим  $W_{oc}$ ).

Контактні напруження  $\sigma_n$  виражені формулою Герца для найбільших контактних напружень при стиску двох циліндрів, що стикаються уздовж утворюючих.

Для деталей із круглим поперечним перерізом моменти опору рівні:

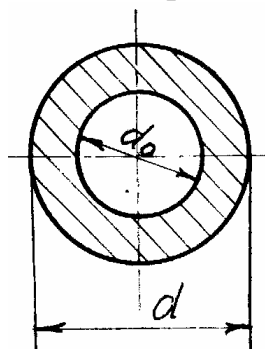
- із суцільним поперечним перерізом



$$W_{oc} = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 \cdot d^3$$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2 \cdot d^3;$$

- с порожнім поперечним перерізом

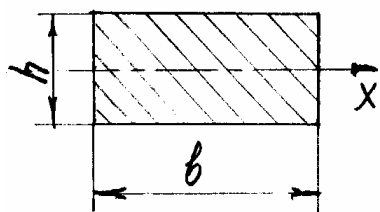


$$W_{oc} = 0,1 \cdot d^3 (1 - \beta^4)$$

$$W_p = 0,2 \cdot d^3 (1 - \beta^4)$$

$$\text{де } \beta = \frac{d_0}{d}; \beta = 0,7 \dots 0,8.$$

Момент опору прямокутного перетину:



$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6}.$$

У наведених умовах міцності робочі напруження не повинні перевищувати напружень, що допускаються. Тому при виконанні розрахунків необхідно знати напруження, що допускаються. Напруження, що допускаються,

$[\sigma]$  або  $[\tau]$ , визначаються щодо граничних напружень через коефіцієнт запасу міцності  $S$ :  $[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{S}$ ;  $[\tau] = \frac{\tau_{пред}}{S}$ .

В якості граничного напруження можуть використовуватися:

- при дії постійних навантажень границя міцності  $\sigma_e$  й границя текучості  $\sigma_T$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_e \cdot \varepsilon_\sigma}{S_\sigma \cdot K_\sigma}, \quad [\sigma] = \frac{\sigma_T \cdot \varepsilon_\sigma}{S_\sigma \cdot K_\sigma};$$

- при дії змінних навантажень границя витривалості  $\sigma_{-1}$  або  $\sigma_0$

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_\sigma}{S_\sigma \cdot K_\sigma}; \quad [\sigma_0] = \frac{\sigma_0 \cdot \varepsilon_\sigma}{S_\sigma \cdot K_\sigma}.$$

Тут  $[\sigma_{-1}]$  и  $[\sigma_0]$ - границя витривалості при симетричному й асиметричному циклі зміни напружень;

$\varepsilon_\sigma$  - масштабний фактор;

$S_\sigma$  - коефіцієнт запасу міцності;

$K_\sigma$  - коефіцієнт концентрації напружень.

Ці залежності справедливі як для нормальних напружень  $\sigma$ , так і для дотичних напружень  $\tau$ .

## 1.2. Основні матеріали для виготовлення деталей машин

Для виготовлення деталей машин (зубчастих коліс, шестірень, валів, осей, черв'яків, шківів, зірочок, корпусів редукторів) застосовуються наступні матеріали.

Для виготовлення корпусних деталей застосовують в основному сірі чавуни марки СЧ12; СЧ15 або ж литі сталі: сталь 35Л й ін.

Для виготовлення зубчастих коліс, валів застосовують конструкційні сталі марок сталь 35, сталь 40, сталь 45 і леговані сталі марок 40Х, 40ХН, 18ХГТ і ін.

Для виготовлення кріпильних деталей (болтів, гвинтів, шпильок, гайок і ін.) застосовують сталі звичайної якості, наприклад Ст.3.

Для виготовлення черв'ячних коліс застосовують антифрикційні матеріали (бронзи) Бр ОФ10-1, Бр АЖ 9-4 і ін.

У позначенні конструкційних і легованих сталей цифри вказують на наявність вуглецю в сотих частках відсотка, а букви вказують на наявність відпо-



відного легуючого компонента. Наприклад: сталь 40ХН. Цифра 40 указує на наявність вуглецю - 0,40%; букви Х и Н указують на наявність легуючих компонентів - Х - хрому й Н - нікелю в процентному вираженні близько 1%.

### **1.3. Основні види термічної обробки деталей машин**

Наведені марки сталей застосовуються при певних видах термічної обробки (хіміко-термічної обробки). Наприклад: нормалізація; поліпшення; гартування (об'ємне або СВЧ - струмами високої частоти); цементация із загартуванням.

Конструкційні сталі вуглецеві й леговані по змісту вуглецю і здатності сприймати термічну обробку розділяють на:

- низьковуглецеві – що цементують – зі змістом вуглецю до 0,25%;
- середньовуглецеві – що гартують, або поліпшують (гартування з відпуском) – зі змістом вуглецю від 0,25% до 0,6%;
- високовуглецеві – що гартують – зі змістом вуглецю вище 0,6%.

Для деталей невеликих розмірів (до 300 мм) застосовується об'ємне загартування, для деталей більших розмірів - поверхневе загартування СВЧ.

### **1.4. Основні напрямки використання обчислювальної техніки при проектуванні машин**

- при проектуванні (**Компас, SolidWorks, AutoCAD, T-Flex** і ін.);
- при розрахунках на міцність (**APM WinMachine, MDesign, Ansys** і ін.);
- при використанні баз даних (**APM WinMachine, Компас, T-Flex** і ін.).

### **1.5. Основні варіанти розрахунків на міцність деталей машин з використанням обчислювальної техніки**

- використання розрахункових систем і пакетів (**APM WinMachine, MDesign, Компас**);
- використання спеціальних програм (**Дешифр, DMCost, DMNS, Привод**).

## ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 2

### ”Розрахунок зубчастих передач на міцність”

**Ціль заняття.** Одержання практичних навичок виконання розрахунків на міцність зубчастих передач з використанням методів автоматизованого проектування.

**Матеріальне забезпечення заняття** – комп'ютери з програмним забезпеченням **APM WinMachine**.

**Тривалість заняття** - 4 години.

#### **Частина 1. Розрахунок циліндричних прямозубих передач (2години).**

1.1. З використанням програми **APM WinMachine (APM WinTrans)** проводиться проектний розрахунок циліндричної прямозубої передачі для різних режимів термообробки (*поліпшення, гартування, цементация*) при наступних вхідних параметрах:

- обертальний момент,  $T_2=2000 \text{ Нм}$ ;
- частота обертання  $n_2=20 \text{ хв}^{-1}$ ;
- передатне число  $u=2$ ;
- термін служби  $L_h=10000 \text{ годин}$ ;
- режим постійний;
- кріплення шестірні симетричне;
- передача нереверсивна.

У таблиці 2.1 наведені отримані дані.

Таблиця 2.1

Параметри зубчастої передачі

№	Термо- обробка	Твер- дість	$a_w,$ мм	$m,$ мм	Число зубців		Діаметр, мм		Шири- на, мм		Напруження, що допускаються, МПа	
					$z_1$	$z_2$	$d_{a1}$	$d_{a2}$	$b_1$	$b_2$	$[\sigma]_F$	$[\sigma]_H$
1	Поліпшення	27HRC	231	3	52	102	162	312	77	72	285	555
2	Гартування	50HRC	162	6	18	36	120	228	45	42	353	1079
3	Цементация	60HRC	150	5	20	40	110	210	38	35	500	1550

Проводиться аналіз отриманих результатів, оцінюється вплив виду термообробки на твердість, напруження, що допускаються і габаритні розміри зубчастої передачі ( $a_w, d_a, b$ ).

1.2. По цим же вихідним даним проводиться розрахунок на міцність цієї передачі для одного режиму термообробки з використанням методичних вказівок ДМ-02 [17] у наступному об'ємі:

- 1.2.1. Вибір матеріалу, визначення напружень, що допускаються;
- 1.2.2. Проектний розрахунок передачі на міцність при згині;
- 1.2.3. Перевірочний розрахунок передачі на контактну міцність;
- 1.2.4. Уточнення коефіцієнта навантаження  $K$ .

## Частина 2. Особливості розрахунку циліндричних косозубих та конічних передач (2 години).

2.1. З використання методичних вказівок ДМ-02 [17] розглядаються особливості розрахунку на міцність косозубих та шевронних передач.

2.2. З використанням програми **APM WinMachine (APM Trans)** проводиться проектний розрахунок конічної передачі по вихідним даним циліндричної передачі (Частина 1). Оцінюються наведені схеми установки конічних коліс, порівнюються розміри коліс циліндричної і конічної передачі. (табл. 2.2)

Таблиця 2.2

Параметри конічної прямозубої передачі

№	Термообробка	Твердість	$m_{nm}$ мм	$m_{te}$ мм	$R$ , мм	$R_e$ мм	$B_1$ мм	Число зубців		Зовнішні діаметри, мм		Ділильні діаметри, мм		Допустимі напруження, МПа	
								$z_1$	$z_2$	$d_{e1}$	$d_{e2}$	$d_1$	$d_2$	$[\sigma]_F$	$[\sigma]_H$
1	Гартування	50HRC	6	7	154,5	180	51	23	46	150,5	301	138,1	276,3	352	1079
2	Цементация	60HRC	5,15	6	126,5	147,5	42	22	44	128,1	256	113,2	226,4	500	1550

2.3. Проводиться аналіз проблемних ситуацій по тематиці розрахунку зубчастих передач на міцність, наприклад:

2.3.1. З метою підвищення продуктивності транспортера в приводі був установлений новий електродвигун, у якого потужність і кутова швидкість у 2 рази вище. Чи можна використовувати той же редуктор привода з погляду міцності зубчастих передач?

2.3.2. Зубчаста передача була спроектована для роботи в нереверсивному режимі. Чи можна її експлуатувати в реверсивному режимі з погляду міцності?

## ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №3

### “Проектування та розрахунок валів, шліцьових і шпонкових з’єднань”

**Ціль заняття:** Одержання практичних навичок виконання розрахунків на міцність валів з використанням методів автоматизованого проектування.

**Матеріальне забезпечення заняття** - комп’ютери з встановленою CAD/CAE/PDM системою **APM WinMachine**. Довідкові матеріали.

**Тривалість заняття – 4 години.**

Основні етапи заняття:

- вивчення типових конструкцій валів в залежності від службового призначення по складальним кресленням, що виконані у програмі “**КОМПАС**”;
- складання розрахункових схем валів;
- проектний розрахунок вала та його конструювання відповідно до завдання на РГР №2;
- виконання розрахункової схеми вала в програмі **APM WinMachine**;
- виконання перевірочних розрахунків в небезпечних перерізах валу з використанням **APM WinMachine**;
- вибір і перевірочний розрахунок шліцьових і шпонкових з’єднань;
- аналіз ефективності запропонованої конструкції та запропонувати шляхи її оптимізації;
- оптимізація конструкції по критерію мінімальної матеріалоемності при заданому рівні запасу втомної міцності.

#### **Частина 1. Вивчення конструкції складальних одиниць і методики проектування валів (2 години)**

##### **1.1 Аналіз конструкцій валів, що представлені в базі даних (30-40 хв.)**

Запустити програму «**КОМПАС 6+**» .

Відкрити файли типових конструкцій валів у зборі, що розташовані в базі даних за адресою *Рабочий стол/PractRab/PR3/Val BD/\*.cdw*

Проаналізувати типові конструкції валів у зборі, які є в базі даних на основі складальних креслень. При аналізі звернути увагу на типові технічні рішення, що використовуються при конструюванні валів різних типів, та описані далі.

##### **а) Особливості конструкції вхідних валів редукторів**

Існують наступні види конструкцій валів:

- вал-шестірні з циліндричним зубчастим вінцем, на якому нарізані прямі, косі, шевронні зубці. Зубчастий вінець може бути врізаним;
- вал-шестірні конічні;
- вали-черв’яки;
- вали вхідні з шестірнями, що знімаються.

Оцінити доцільність виконання шестірні з'ємною шляхом перевірки виконання умов:

1) співвідношення розрахункового діаметру вала в місці посадки шестірні  $d_e$  і діаметру западин шестірні  $d_{fu}$ , що забезпечує достатню міцність з'ємної шестірні з врахуванням необхідності розташування елементів шпонкового (шліцьового) з'єднання:

$$d_e \leq d_{fu} \leq K_d d_e + 5m, \quad (3.1)$$

де:

$$d_e = 3 \sqrt{\frac{T}{0,2[\tau]_k}}, \quad (3.2)$$

$[\tau]_k = 15...25 \text{ МПа}$  – допустиме дотичне напруження при крученні, приймається попередньо;

$T$  – обертальний момент на валу,  $\text{Нмм}$ .

$m$  – модуль шестірні,  $\text{мм}$ .

Коефіцієнт  $K_d = 1,2$  приймається для валів діаметром більше 50 мм;

$K_d = 1,4$  – для валів діаметром до 50 мм.

2) співвідношення розрахункового діаметру вала в місці посадки шестірні  $d_e$  і діаметра виступів  $d_{au}$ , що забезпечує ефективне використання металу заготовки:

$$\frac{d_{au}}{d_e} \geq 2. \quad (3.3)$$

3) необхідність обов'язкового узгодження діаметру хвостовика вала з вихідним діаметром вала електродвигуна. Припускається приймати діаметр хвостовика вхідного вала в межах (0,8...1,2) від діаметра вала електродвигуна:

$$d_{xv} = (0,8...1,2)d_{el}.$$

Також повинне виконуватися співвідношення між діаметрами на ділянках, де монтуються муфти і підшипники:

$$d_M = (0,85...0,95)d_{ш}.$$

В наслідку виконання умови 3) при значному збільшенні діаметру вхідного вала для з'єднання його з електродвигуном та жорстких вимогах до габаритів зубчастих передач може бути шестірня, що «врізана» в тіло вала ( $d_{f1} < d_e$ ).

При малих діаметрах, визначених з умови міцності і великій довжині вала (особливо для трьохступневих редукторів, або при конічній вал-шестірні) вхідні вали можуть бути нежорсткими, що вимагає їх розрахунку на стійкість при дії осевого навантаження (задача Ейлера) і на максимальний прогин.

## б) Особливості конструкції проміжних валів у зборі

В залежності від функціонального призначення валу в редукторі і його конструктивного виконання можна виділити декілька видів конструкцій проміжних валів багатоступеневих редукторів:

- вал проміжний циліндричного редуктора, виконаного по розгорнутій схемі;
- вал проміжний циліндричного редуктора виконаного по співвісній схемі;
- вал проміжний циліндричного редуктора з роздвоєною швидкохідною шевронною ступеню;
- вал проміжний циліндричного редуктора с роздвоєною тихохідною шевронною ступеню;
- вал проміжний конічно-циліндричного редуктора;
- вал проміжний черв'ячно-циліндричного редуктора.

При конструюванні проміжних валів враховується:

- зв'язок типів використаних підшипників кочення та типів передач, що монтуються на валу. Так, наприклад, «плаваючі» вали з шевронними колесами монтуються на радіальних підшипниках з короткими циліндричними роликами. Вали з косозубими колесами монтуються, звичайно, на радіально-упорних підшипниках. Вали с прямозубими колесами можуть монтуватися на кулькових радіальних підшипниках. Довгі нежорсткі вали монтуються на сферичних підшипниках, що мають здатність самоустановлюватися;

- особливості конструювання посадкових місць під підшипники на валу. Наявність канавок для виходу шліфувального кола. Співвідношення розмірів радіусу галтельного переходу, що призначається, і фаски на внутрішньому кільці підшипника. Виконання кільцевих проточок для розміщення пружної шайби, яка фіксує внутрішнє кільце підшипника на валу.

Конструювання проміжних валів виконується на основі розрахункових залежностей, що забезпечують раціональність конструкції з точки зору міцності і матеріалоемності:

- діаметр шипа

$$d_{ш} = (0,8...0,95)d_{в};$$

- діаметр буртику

$$d_{б} = (1,1...1,2)d_{в}.$$

Для зручного монтажу деталей на валу необхідні фаски. Галтелі між ступіннями вала мають забезпечувати достатню площу упорних поверхонь і зниження концентрації напружень.

Для точного розміщення змонтованих на валу деталей в осьовому напрямку та їх фіксації в заданому положенні використовуються упорні буртики, дистанційні кільця, пружні кільця, торцеві шайби.

Всі призначені діаметри повинні відповідати стандартному ряду конструкторських розмірів по ГОСТ 6636-69:

10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100. Приведений ряд розмірів можна розширити, помножуючи його на 0,1 и 10.

### **в) Особливості конструкцій вихідних валів у зборі**

Для цього типа валів можна виділити наступні групи конструкцій:

- вал с хвостовиком під з'єднання з зубчастою муфтою;
- вал с хвостовиком під з'єднання із зірочкою;
- вал с поділом потоку потужності на два хвостовика (симетричне навантаження).

На конструкцію валів цих груп впливають рішення, що забезпечують:

- осьову фіксацію змонтованого елемента;
- працездатність конструкції при згині повздожньої осі валу через консольне навантаження хвостовика за рахунок вибору відповідного типу підшипника;
- узгодження діаметру хвостовика з діаметром посадкового отвору вибраної муфти;
- ефективну роботу ущільнюючих елементів (манжет, повстяних кілець, лабіринтних ущільнень).

### **Попередня проробка конструкції вала по варіанту розрахунково-графічної роботи (15-20 хвилин)**

Вибрати з бази даних складальне креслення валу, аналогічне завданню на розрахунково-графічну роботу, виконати його ескіз у конспекті.

На проміжному валу знаходяться елементи двох передач: швидкохідної та тихохідної, а в РГР №1 розраховується тільки одна передача, отже необхідно орієнтовно призначити параметри передачі, яка не розраховується в РГР №1. Рекомендовані співвідношення при призначенні геометричних характеристик передач:

для модулів сусідніх циліндричних передач  $m_I = (0,5...0,8)m_{II}$  ;

для ширин зубчастих вінців коліс  $b_2 = (0,6...0,8)b_4$  ;

для довжин маточин коліс  $l_{mat2} = (1,0...1,5)d_{e2}$  .

## Алгоритм виконання розрахунково-графічної роботи №2 «Проектування проміжного валу циліндричного двохступеневого редуктора» (30-40 хвилин).

Алгоритм виконання розрахунково-графічної роботи №2 розглядається на типовому прикладі розрахунку проміжного валу, (див. Приклад, що наведений в методичних вказівках по курсовому проектуванню ДМ-03 [18]).

Вхідні дані, що необхідні для виконання розрахунково-графічної роботи №2:

- номінальний обертальний момент на валу;
- частота обертання валу;
- ділильні діаметри зубчастих і черв'ячних коліс, що змонтовані на валу;
- сили, які виникають в зачепленнях;
- раніше отримані довжини окремих ділянок вала (довжина ділянки під маточиною колеса, ширина шестірні).

Алгоритм проектування вала містить наступні обов'язкові етапи.

1. Орієнтовна розробка конструкції валу з визначенням функціональних ділянок: шипи, посадкові ділянки під колеса, вільні ділянки. Розроблюється ескіз, на якому зображуються всі функціональні ділянки вала з врахуванням його місця в редукторі.

Ескізна компоновка вала – важливий етап його конструювання і розрахунку, вона визначає лінійні геометричні розміри деталі.

2. Проектний розрахунок – визначення діаметрів функціональних ділянок вала та їх довжин, виконується з врахуванням умови міцності при крученні по (3.2) і по рекомендаціям з призначення діаметрів ступенів, що наведені вище. Виконується перевірка можливості виконання шестірні з'йомною по умовах (3.1), (3.3).

3. Складання розрахункової схеми.

4. Визначення зовнішніх навантажень, що діють на вал (сили в зачепленнях) і реакцій в опорах.

5. Вибір і перевірочний розрахунок шліцьових і шпонкових з'єднань полягає у визначенні їх розмірів в залежності від діаметру і перевірочний розрахунок з визначенням фактичних напружень зминання.

Умова міцності по напруженням зминання на робочих поверхнях стандартної призматичної шпонки:

$$\sigma_{зм} = 4 \cdot T / (d_g \cdot h \cdot l_p) \leq [\sigma_{зм}],$$

де  $d_g$  – діаметр вала на ділянці розташування шпонки;

$h$  – висота стандартної шпонки;

$l_p$  – розрахункова робоча довжина шпонки;

$[\sigma_{зм}]$  – допустиме напруження зминання.



Умова міцності на зминання шліцьового з'єднання:

$$\sigma_{зм} = 4T / (D - d - 4f) \cdot (D + d) \cdot l_p \cdot z \cdot \varphi \leq [\sigma_{зм}],$$

де  $D$  – зовнішній діаметр шліца;

$d$  – внутрішній діаметр шліца;

$f$  – розмір фаски по висоті шліца;

$z$  – кількість шліців;

$\varphi$  – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження між шліцами (звичайно приймається  $\varphi=0,75$ );

$[\sigma_{зм}]$  – допустиме напруження зминання;

$l_p$  – розрахункова робоча довжина шліців.

6. Визначення небезпечних перерізів на валу і перевірочний розрахунок на опір втомі в двох найбільш небезпечних перерізах;

7. Кінцева проробка конструкції валу;

8. Оформлення робочого креслення валу.

Всі приведені пункти розрахунково-графічної роботи №2 повинні бути виконані до початку Заняття №2, оскільки на ньому виконується розрахунок вала по вихідним даним РГР №2 з використанням **APM WinMachine**.

## Частина 2 – Перевірочний розрахунок валів за допомогою APM WinMachine (2 години)

Використання **APM WinMachine**, модуля **Shaft**, дозволяє виконати автоматизований розрахунок валу в наступній послідовності.

1. На основі даних, що отримані при рішенні задачі на частині заняття №1, розробити робочий ескіз вала з використанням модуля **APM Shaft**. **APM Shaft** – це модуль, призначений для розрахунку деталей типа “вал”.

Виконати ескіз валу засобами модуля “Shaft” системи **APM WinMachine** згідно з запропонованою нижче послідовністю:

- Запустити **APM WinMachine**, для чого на робочому столі активізувати **APM Integrator**, потім **Инженерный анализ**, потім обрати модуль **APM Shaft**;
- За допомогою набору примітивів **інструментальної панелі** (другий зверху ряд кнопок) на **робочому полі** виконати ескіз вала.

На **інструментальній панелі** **APM Shaft** представлені позначки основних елементів конструкцій валу (циліндричні і конічні сегменти, фаски, галтелі, канавки, отвори, ділянки з різьбою, шпонки й шліцьові з'єднання), а також позначки навантажень на вал и типів опор, на котрих його встановлено.

**Робоче поле** є головним компонентом редактора валів. В цієї області екрана зображується вал і виконуються операції його редагування.

**Робоче поле** містить дві лінійки — вертикальну й горизонтальну. На лінійках показано шкали масштабу.

При натисканні правою кнопкою миші, коли курсор знаходиться на об'єкті, з'являється **інформаційна панель**.

**Інформаційна панель** використовується для виводу поточних значень параметрів в процесі креслення вала. Набір параметрів, що відображаються, залежить від того, з яким елементом проводиться робота. Так, наприклад, при кресленні циліндричної ділянки вала на інформаційній панелі зображуються координати курсору, а також поточні значення довжини і діаметра циліндричної секції.

**Примітка!** В процесі редагування необхідно точно встановити курсор у вигляді + на те місце, котре необхідно редагувати.

- Прикласти зовнішні навантаження, позначити на ескізі місця розташування опор, прикласти до опор реакції, що викликані осьовою силою в зачепленні. На серединах несучих ділянок вала (вал-шестірні) прикладаються активні сили :  $F_t, F_r, F_a, F_m$  - або інші, що є у прикладі, а також обертальні та згинальні моменти. (Треба мати на увазі, що в програмі горизонтальною силою названо радіальну, а радіальною – колову). Необхідно прикласти осьову реакцію в опорі, що дорівнює значенню осьової сили (з протилежним знаком) і проконтролювати виконання умови рівноваги вала в осьовому напрямку.
- Призначити матеріал валу по базі даних **Матеріал** (верхній ряд позначок інструментальної панелі).

2. Виконати автоматизований розрахунок вала на статичну і втомну міцність, обравши команду **Рассчитать!** в головному меню. Далі на вкладці вибрати **Общий расчет вала**.

Перед розрахунком на екран виводиться діалог **ресурсу роботи вала**. Необхідно ввести **Ресурс работы вала** в годинах і **Частоту вращения вала** в об/хв.

3. Вивести результати розрахунку на екран, натиснувши кнопку **Результаты...**. Команда **Результаты** викликає на екран діалогове вікно, за допомогою якого можна побачити результати розрахунків. При активізації відповідних позначок вікна на екран виводяться значення відповідного параметра, які представлені у вигляді графіка або таблиці. У вікні **Результаты** обираються позиції:

- **Реакции в опорах** – оцінити значення отриманих реакцій в опорах та порівняти їх з результатами, що отримані при розрахунку по рівнянням рівноваги, перевірив правильність рішення;
- Оцінити побудовані **APM Shaft** епюри крутильного моменту та кутів закручування. Виписати значення максимального кута закручування.

- **Момент изгиба** – епюри згинальних моментів у двох площинах. Сумарну епюру необхідно побудувати самостійно. Порівняти побудовані АРМ епюри з результатами, отриманими на попередньому занятті;
- **Усталостная прочность** – епюра коефіцієнтів запасу втомної міцності.

4. Провести аналіз раціональності конструкції валу з точки зору рівної міцності його перерізів. У випадку недостатніх або навпаки, великих запасів втомної міцності в небезпечних перерізах необхідно оптимізувати конструкцію вала, змінив її так, щоб виконувалася умова  $1,5 < S < 2,5$ . Необхідно виконати не менш трьох спроб, в ході яких змінюються: діаметр ступені вала і розміри галтелі в небезпечному перерізі.

Коефіцієнти концентрації напружень вводяться по таблицям 6.4 - 6.8 ДМ-03 [18].

Дослідити вплив різних факторів на запас міцності вала можна кількома шляхами. Наприклад:

- визначити найбільш небезпечний переріз (в якому найменший запас міцності);
- побудувати графік залежності зміни запасу міцності від зміни діаметру у певному діапазоні;
- побудувати графік залежності зміни запасу міцності від зміни розмірів галтелей (змінювати її радіус від 0,25 до 3 мм, вводючи відповідні коефіцієнти концентрації напружень);
- побудувати графік залежності зміни запасу міцності від зміни матеріалу вала та його межі витривалості.

6. Сформулювати висновки щодо втомної міцності вала і раціональності конструкції з точки зору його рівної міцності в небезпечних перерізах.

Після спільного рішення прикладу студенти самостійно виконують перевірочний розрахунок вала, що був сконструйований при виконанні розрахунково - графічної роботи №2.

Отримані з використанням АРМ **WinMachine** результати перевірочного розрахунку необхідно навести в РГР №2 та порівняти з отриманими в результаті звичайного розрахунку.

## ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 4

### “Розрахунки підшипників кочення”

**Ціль роботи:** освоїти методику розрахунку строку служби роликкових та кулькових підшипників кочення, які навантажені радіальною та осьовою силами, отримати навички підбору раціональних варіантів підшипників опор валів з використанням методів автоматизованого проектування.

**Матеріальне забезпечення заняття.** Комп'ютери з встановленою CAD/CAE/PDM системою **APM WinMachine**. Довідкові дані по підшипникам кочення.

**Тривалість заняття – 2 години.**

В рекомендованих типових завданнях перший варіант рішення виконується в ручному режимі з метою практичного засвоєння методики розрахунку строку служби за умовою динамічної вантажопідйомності; наступні варіанти розрахунку виконуються за допомогою CAD/CAE/PDM системи **APM WinMachine** з метою отримання найкращого результату.

### ЗАДАЧА 1

Вибрати та обґрунтувати тип підшипника кочення для опор вихідного валу одноступеневого циліндричного редуктора з прямозубим колесом, знайти довговічність підшипника кочення за даними:

- |   |  |
|---|--|
| - частота обертання вала                        | $n= 630 \text{ об/хв};$                            |
| - діаметр шипа                                  | $d=60 \text{ мм};$                                 |
| - радіальне навантаження на підшипники опор А,В | $R_A= 10000 \text{ Н};$<br>$R_B= 16000 \text{ Н};$ |
| - необхідний строк служби                       | $L_e=10000 \text{ годин.}$                         |

### **Рішення задачі з використанням APM WinMachine**

Для визначення розрахункового строку служби підшипників з використанням системи **APM WinMashine** рекомендовано наступну послідовність дій:

- Запустити **APM WinMachine**, для чого на робочому столі активізувати **APM Integrator**, потім **Инженерный анализ**, потім обрати модуль **APM Bear**;
- Підготувати вихідні дані до розрахунку, звернувшись до пунктів головного меню:

- Данные / Тип подшипника / База Данных (БД) / ГОСТ** . Обрати підшипник кульковий радіальний. Цей тип вибрано, зважаючи на відсутність осьового навантаження та особливих вимог до самоустановлення валу, що виникають у випадку передачі з шевронними зубцями;

- **Данные / Точность.** Ввести клас точності підшипника (0), після чого встановити характеристики радіального биття зовнішнього та внутрішнього кільця. *Оскільки відсутні особливі вимоги до точності, вибирається найпоширеніший у загальному машинобудуванні клас точності підшипника - 0;*
- **Данные / Условия работы.** Ввести радіальні реакції опор  $R_A, R_B$ . Осьо-ва сила  $F_a$  на валу відсутня. Вважається, що навантаження в часі – постійне.

в) Звернувшись до меню **Расчет / Долговечность**, визначити розрахункову довговічність підшипників двох - трьох серій. Наприклад, вибрати підшипники 112, 212, 312.

Проаналізувати результати розрахунку з точки зору виконання умови

$$L_e \leq L_h \leq 2L_e,$$

де  $L_h$  - розрахункова довговічність підшипника.

Таблица 4.1

Варіанти для самостійного рішення задачі

	№ варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n, \text{ об/хв}$	100	200	300	400	600	800	1000	1400	1800	2400
$d, \text{ мм}$	120	110	90	80	85	60	70	80	50	40
$R_A, \text{ Н}$	15000	18000	15000	11000	9000	4000	8000	12000	3000	2000
$R_B, \text{ Н}$	25000	13000	20000	14000	5000	6000	10000	7000	5000	1500
$L_h, \text{ годин}$	10000	15000	20000	8000	13000	16000	10000	5000	12000	10000

## ЗАДАЧА 2

Підібрати роликовий радіально-упорний підшипник, що забезпечує строк служби не менш 12000 годин для наведених варіантів навантаження підшипника:

- частота обертання валу  $n = 250 \text{ об/хв};$
- діаметр шипа  $d = 90 \text{ мм};$
- опора А)
  - радіальне навантаження на підшипник  $R_A = 25000 \text{ Н};$
  - осьове навантаження на підшипник  $A_A = 11000 \text{ Н};$
- опора Б)
  - радіальне навантаження на підшипник  $R_B = 11000 \text{ Н};$
  - осьове навантаження на підшипник  $A_B = 25000 \text{ Н};$

## Рішення задачі з використанням АРМ WinMachine

а) Підготувати вихідні дані до розрахунку, звернувшись до пунктів головного меню:

- **Данные / Тип подшипника / База Данных (БД) / ГОСТ** . Обрати підшипник роликівий радіально-упорний середньої серії у відповідності до завдання;
- **Данные / Точность**. Ввести клас точності підшипника (0), після чого встановити характеристики радіального биття зовнішнього та внутрішнього кільця;
- **Данные / Условия работы** . Ввести радіальну реакцію опори  $R$  та осьову силу  $A$ . Вважається, що навантаження в часі – постійне.

б) Звернувшись до меню **Расчет / Долговечность**, визначити розрахункову довговічність підшипника.

в) Повторити розрахунки для двох - трьох серій. Наприклад, вибрати підшипники 7112, 7512, 7412.

Проаналізувати результати розрахунку з точки зору виконання умови

$$L_e \leq L_h \leq 2L_e.$$

Таблиця 4.2

Варіанти для самостійного рішення задачі

	№ варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n$ , <i>об/хв</i>	100	200	300	400	600	800	1000	1400	1800	2400
$d$ , <i>мм</i>	120	110	90	80	85	60	70	80	50	40
$R_A, H$	15000	18000	15000	11000	9000	4000	8000	12000	3000	2000
$A_A, H$	5000	3000	20000	14000	5000	6000	10000	7000	5000	1500
$R_B, H$	5000	3000	20000	14000	5000	6000	10000	7000	5000	1500
$A_B, H$	15000	18000	15000	11000	9000	4000	8000	12000	3000	2000

### ЗАДАЧА 3

Вибрати кулькові радіально-упорні підшипники для валу, що забезпечать строк служби не менш 12000 годин, визначити фактичний строк служби для наведеного варіанту навантаження підшипника:

- частота обертання валу  $n= 250 \text{ об/хв};$
- діаметр шипа  $d=90 \text{ мм};$
- радіальне навантаження на підшипник  $R= 25000 \text{ Н};$
- осьове навантаження на підшипник  $A= 11000 \text{ Н}.$

### Рішення

а) Підготувати вихідні дані до розрахунку, звернувшись до пунктів головного меню:

- **Данные / Тип подшипника / База Данных (БД) / ГОСТ** . Обрати кульковий радіально-упорний підшипник легкої серії 36212;
- **Данные / Точность**. Ввести клас точності підшипника (0), після чого встановити характеристики радіального биття зовнішнього та внутрішнього кільця;
- **Данные / Условия работы** . Ввести радіальну реакцію опори  $R$  та осьову силу  $A$ . Вважається, що навантаження в часі – постійне.

б) Звернувшись до меню **Расчет / Долговечность**, визначити розрахункову довговічність підшипника.

в) Повторити розрахунки для двох - трьох серій. Наприклад, вибрати підшипники 46112, 36112, 36412.

Проаналізувати результати розрахунку з точки зору виконання умови

$$L_e \cdot \leq L_h \leq 2L_e.$$

Таблиця 4.3

Варіанти для самостійного рішення задачі

	№ варіанта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n, \text{ об/хв}$	150	250	350	500	650	900	1100	1500	1700	2900
$d, \text{ мм}$	115	120	70	90	85	65	75	75	55	35
$R_A, \text{ Н}$	15000	18000	15000	11000	9000	4000	8000	12000	3000	2000
$A_A, \text{ Н}$	5000	3000	20000	14000	5000	6000	10000	7000	5000	1500

## ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 5

### “Розрахунок черв'ячних передач”

**Ціль заняття.** Одержання практичних навичок розрахунку на міцність черв'ячних передач з використанням методів автоматизованого проектування.

**Тривалість заняття- 2 години.**

1. З використанням системи **APM WinMachine (APM Trans)** проводиться розрахунок черв'ячної передачі, досліджується вплив різних факторів (матеріал і термообробка, число заходів черв'яка й ін.) на К.К.Д. і розміри черв'ячної передачі для наступних вихідних параметрів:

обертальний момент,  $T_2=2000\text{Нм}$ ;

частота обертання  $n_2=20\text{ хв}^{-1}$ ;

передатне число  $u=19$ ;

термін служби  $L_h=10000\text{ годин}$ ;

режим постійний.

У таблиці 5.1 наведені отримані дані

Таблиця 5.1.

Параметри черв'ячної передачі  
(матеріал колеса Бронза Бр03Ц12С5,  $a_w = 240\text{мм}$ )

№	Число		К.К.Д. $\eta$	$m$ , мм	$q$ , мм	Діаметри, мм		Ширина, мм	
	$z_1$	$z_2$				$d_{a1}$	$d_{a2}$	$b_1$	$b_2$
1	1	19	0,65	16	10	192	352	254	128,64
2	2	38	0,77	10	10	120	400	162	80,4

2. З використанням методичних вказівок **ДМ-2** [17] проводиться розрахунок черв'ячної передачі по тим же вихідним даним, що і при комп'ютерному розрахунку для одного варіанта (наприклад  $z_1 = 1$ ).

3. Проводиться аналіз проблемних ситуацій по тематиці проектування черв'ячних передач, наприклад:

3.1 Конструктор розробив дві схеми механізму підйому вантажу: одна з використанням черв'ячної передачі, друга – тільки зубчастих, однак виходячи з розуміння безпеки роботи привода перевага була віддана першій схемі. Чому?

3.2 Чим пояснити, що при проектуванні черв'ячної передачі з великим передаточним числом конструктор віддає перевагу однезаходним черв'якам, а передаючих велику потужність – багатозаходним?



## ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 6

### “Розрахунок різьбових з'єднань”

**Ціль заняття.** Одержання практичних навичок виконання розрахунків на міцність **різьбових з'єднань** з використанням систем автоматизованого проектування.

**Матеріальне забезпечення заняття** – комп'ютери з програмним забезпеченням АРМ WinMachine.

**Тривалість заняття** - 4 години.

Основні розрахункові варіанти навантаження болтів

- чисте осьове навантаження;
- осьове навантаження й закручування;
- навантаження силами, що зрушують деталі в стику;
- групові різьбові з'єднання.

#### 6.1 Розрахунок болтів, навантажених осьовою силою

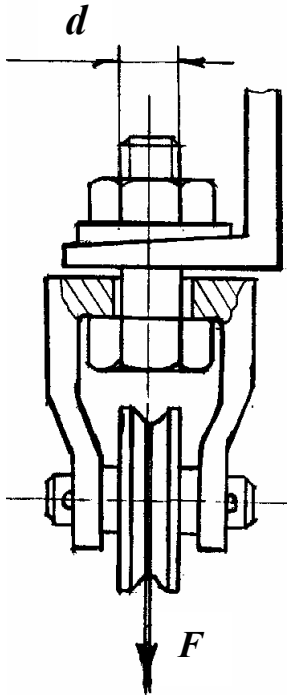


Рисунок 6.1 - Схема для розрахунку болта, який навантажений осьовою силою без попереднього затягування

##### 6.1.1 Болт у з'єднанні поставлений із зазором без попереднього затягування (рис. 6.1).

У даному з'єднанні болт працює на деформацію розтягування. Умова міцності болта на розтягування:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p],$$

де  $F$  – сила, що діє на стрижень болта,  $H$ ;

$d_1$  – внутрішній діаметр болта,  $mm$ ;

$[\sigma_p]$  – допустиме напруження розтягування,  $MPa$ .

Допустиме напруження розтягування для болтів визначається:

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

де  $\sigma_T$  – границя текучості матеріалу болта,  $MPa$ .

$S$  – коефіцієнт запасу міцності.

Припустиме значення коефіцієнта запасу міцності для вуглецевої сталі при постійному навантаженні  $S = 1,5 \dots 4,0$ . При цьому більше значення приймають при меншому діаметрі болта, менше значення при більшому діаметрі.

Тоді внутрішній діаметр болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot [\sigma_p]}}.$$

Орієнтовне значення зовнішнього діаметру

$$d' \approx 1,2d_1.$$

За розрахунковим значенням приймається стандартний болт з діаметром  $d > d'$ .

**6.1.2. Болт у з'єднанні поставлений із зазором з попереднім затягуванням (клемове з'єднання) (рис. 6.2).**

Цей випадок розглянемо на прикладі клемового з'єднання.

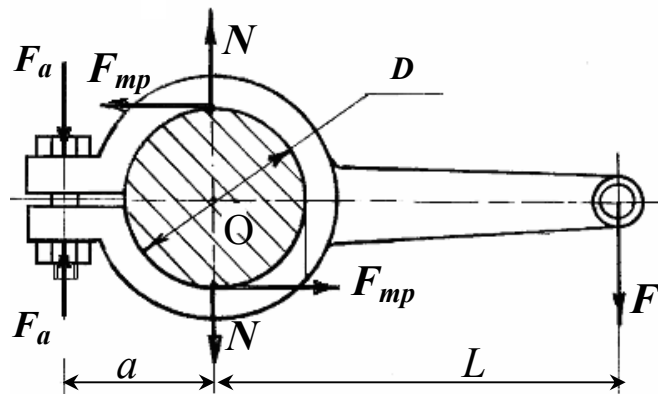


Рисунок 6.2 - Схема для розрахунку болта, **навантаженого осьовою силою з попереднім затягуванням**

Для розрахунку болтів необхідно спочатку визначити силу затягування  $F_a$ . Силу затягування болта визначають із умови рівноваги системи. Сума моментів всіх сил щодо точки O дорівнює нулю

$$\sum M_O = 0; F \cdot L = 2F_{mp} \cdot \frac{D}{2} = N \cdot f \cdot D ,$$

звідки 
$$N = \frac{F \cdot L}{t \cdot D} ,$$

де  $\beta = 2 \dots 3$  – коефіцієнт надійності з'єднання.

Далі розглядаємо рівновагу нижньої клеми. Сума моментів від всіх сил, щодо точки K дорівнює нулю.

$$\sum M_K = 0; F_a(a + D/2) - N \cdot D/2 = 0 ,$$

звідки 
$$F_a = \frac{N \cdot D/2}{(a + D/2)} .$$

Підставляючи значення сили нормального тиску на клему, одержимо:

$$F_a = \frac{F \cdot L \cdot D}{f \cdot D \cdot 2(a + D/2)} = \frac{F \cdot L}{2 \cdot f(a + 0,5 \cdot D)},$$

де  $F$  – сила, що діє на важіль клемового з'єднання;

$L$  – відстань від точки прикладення сили  $F$  до центра вала;

$a$  – відстань від центра вала до осі розташування болтів;

$f$  – коефіцієнт тертя між поверхнею вала й клемою ( $f=0,10\dots0,15$ );

$D$  – діаметр вала;

$N$  – сила нормального тиску на клему з боку вала;

$F_{mp}$  – сила тертя;

$F_a$  – сила затягування болтів.

Отриману силу затягування болтів  $F_a$  потрібно розділити на число болтів

$$F_{a1} = F_a / z.$$

В даному випадку болт працює на деформацію розтягування з закручуванням. Умова міцності болта виражається формулою:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_{a1} \cdot K}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p].$$

Звідки

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{a1} \cdot K}{\pi \cdot [\sigma_p]}},$$

де  $K$  - коефіцієнт, що враховує додаткову деформацію кручення від обертального моменту, що виникає за рахунок сил тертя в різьбі. Його приймають, звичайно рівним  $K = 1,3$ .

Чисельне значення сили затягування болта  $F_{a1}$  підставляємо у вищенаведену формулу й визначаємо внутрішній діаметр болта.

Орієнтовне значення зовнішнього діаметру

$$d' \approx 1,2d_1.$$

За розрахунковим значенням приймається стандартний болт з діаметром  $d > d'$ .

### **6.1. 3 Перевірка різьби на самогальмування**

Під час роботи болтового з'єднання гайка не повинна мимовільно відвертатися. Умова самогальмування полягає у виконанні наступного співвідношення:

$$\psi \leq \rho' - 1^\circ,$$

де  $\psi$  – кут підйому різьби;

$\rho'$  – приведений кут тертя.

$$\psi = \arctan \frac{p}{\pi \cdot d_2},$$

де  $p$  - крок різьби, мм;  
 $d_2$  - середній діаметр різьби, мм.

$$\tan \rho' = f' = \frac{f}{\cos(\alpha/2)},$$

де  $f$  - коефіцієнт тертя в різьбі  $f = 0,1$ ;  
 $\alpha$  - кут профілю різьби.

Для метричної різьби  $\alpha = 60^\circ$ .

#### 6.1. 4. Визначення моменту загвинчування гайки (рис. 6.3)

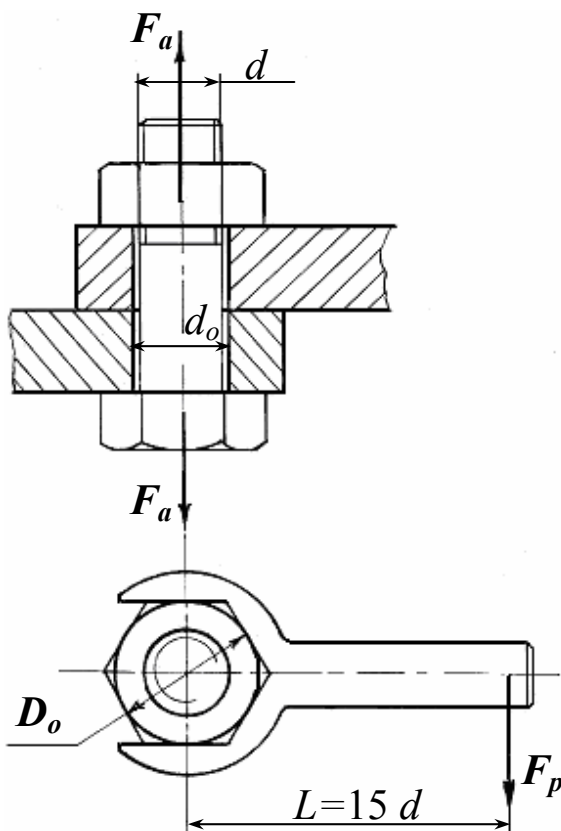


Рисунок 6.3 - До визначення моменту загвинчування гайки

верхні,  $f = 0,15$ ;

$d_0$  - діаметр отвору під болт, мм;

$D_0$  - зовнішній діаметр опорної поверхні гайки (розмір під ключ).

З іншого боку, момент загвинчування гайки визначається:

$$T_{зав} = F_p \cdot L,$$

де  $F_p$  - зусилля на рукоятці ключа, Н;

$L$  - довжина ключа ( $L = 15 \cdot d$ ).

Момент загвинчування гайки складається з моменту тертя в різьбі й моменту тертя на опорній поверхні гайки

$$T_{зав} = T_1 + T_2,$$

де  $T_1$  - момент тертя в різьбі, Н·мм;

$T_2$  - момент тертя на опорній поверхні гайки, Н·мм.

$$T_1 = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\psi + \rho');$$

$$T_2 = \frac{F_a \cdot f}{3} \cdot \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2},$$

де  $F_a$  - осьова сила (сила затягування болта), Н;

$d_2$  - середній діаметр різьби, мм;

$\psi$  - кут підйому різьби, град;

$\rho'$  - приведений кут тертя, град;

$f$  - коефіцієнт тертя на опорній по-

Знаючи момент загвинчування гайки й довжину ключа, визначаємо силу на рукоятці ключа:

$$F_p = \frac{T_{зав}}{L}.$$

Прийнявши середні значення параметрів, що входять у вищенаведені залежності:

$$d_2 = 0,9 \cdot d; \quad d_0 = 1,1 \cdot d; \quad D_0 = 1,6 \cdot d;$$

$$\psi = 2^{\circ}30'; \quad \rho' = 5^{\circ} \dots 7^{\circ}; \quad f = 0,10 \dots 0,15$$

одержимо

$$F_a (70 \dots 100) \cdot F_p.$$

Тобто, одержуємо вигреш у силі в 70...100 разів, але при цьому одержуємо програш у відстані в таке ж число разів.

## 6.2 Розрахунок болтів, які навантажені силами, що зрушують деталі в стику (навантаження постійне)

**6.2.1. Ненапружене болтове з'єднання (болт поставлений без зазору, рис. 6.4)**

У цьому випадку отвір калібрується розгорненням, а діаметр стрижня болта виконується з допуском, що забезпечує посадку типу  $H7/n6$ .

У цьому випадку сили тертя в стику з'єднання не враховуються, тому що затягування болта необов'язкове.

Стрижень болта розраховується по напруженнях зрізу й зминання. Умова міцності по напруженнях зрізу:

$$\tau_{зр} = \frac{4 \cdot F}{\pi d_o^2 \cdot i} \leq [\tau_{зр}].$$

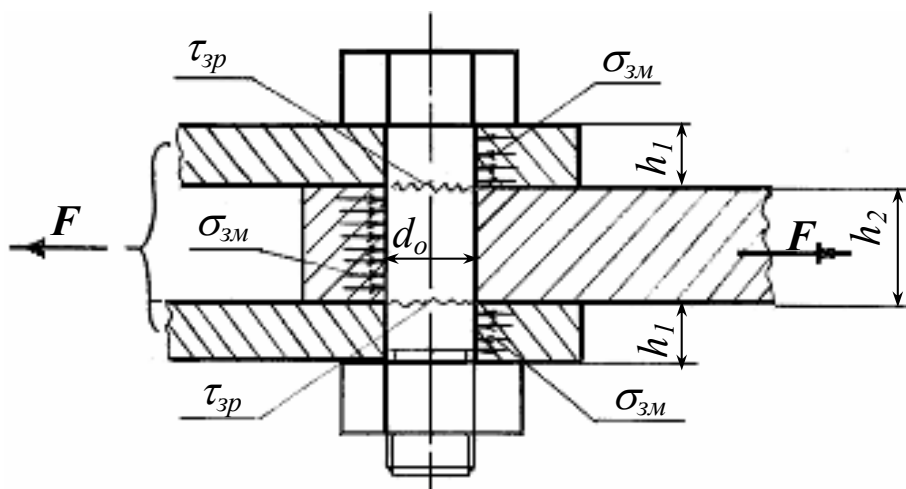


Рисунок 6.4 - Схема для розрахунку болта, поставленого при поперечному навантаженні без зазору

Звідси діаметр болта дорівнює:

$$d_o \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot i \cdot [\tau_{зр}]}}$$

де  $i$  - число площин зрізу;

$[\tau_{зр}]$  - допустиме напруження на зріз.

З огляду на те, що для виготовлення болтів застосовують сталі звичайної якості, то допустиме напруження на зріз визначається щодо границі текучості  $[\tau_{зр}] = 0,3 \cdot \sigma_T$ . Для Ст3  $\sigma_T = 240$  МПа.

Умова міцності по напруженнях зминання.

Для середньої деталі:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{h_2 \cdot d_o} \leq [\sigma_{зм}].$$

Для крайніх деталей

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{2 \cdot h_1 d_o} \leq [\sigma_{зм}].$$

Ці формули справедливі як для болта, так і для деталей, які з'єднуються цим болтом.

Допустимі напруження зминання визначаються по більш слабкому матеріалу болта або деталі

$$[\sigma_{см}] = 0,4 \cdot \sigma_T.$$

Тоді діаметр болта дорівнює:

$$d_o \geq \sqrt{\frac{F}{h_2 \cdot [\sigma_{зм}]}} \quad \text{або} \quad d_o \geq \sqrt{\frac{F}{2 \cdot h_1 \cdot [\sigma_{зм}]}}$$

Розрахунок ведуть по гіршому варіанту, де товщина деталей менше.

Умова рівномірності деталей:

$$2h_1 = h_2.$$

По отриманим розрахунковим даним за ДСТУ 7798-70 вибирають стандартний діаметр болта по гіршому варіанту (де діаметр болта більше).

**6.2.2. Напружене болтове з'єднання (болт поставлений із зазором, (рис. 6.5).**

Умовою міцності з'єднання є відсутність зрушення в стику. У цьому випадку зовнішнє навантаження  $F$  врівноважується силами тертя в стику, які створюються в результаті затягування болта. Розглядаючи рівновагу деталі 2, одержимо умову відсутності зрушення деталей у стику. При спробі посунути деталь 2 відносно деталей 1 і 3, виникає сила тертя  $F_{тр}$ , яка повинна бути більше сили  $F$ .

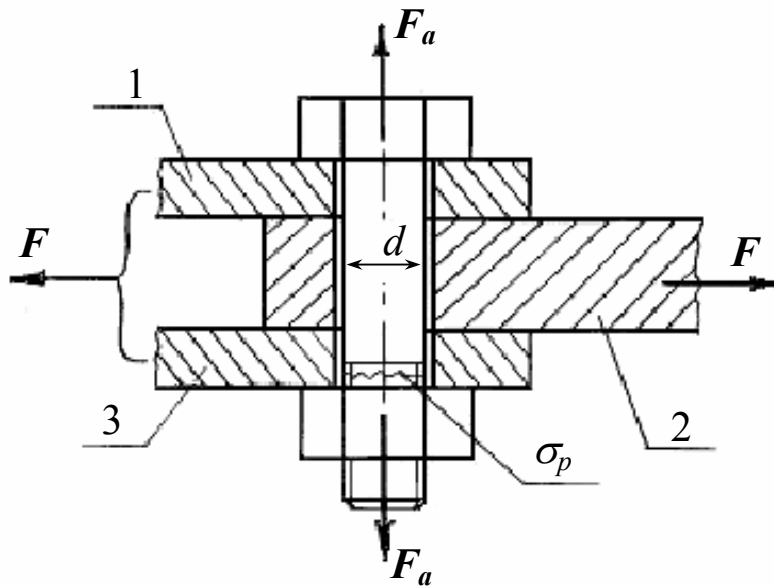


Рисунок 6.5 - Схема для розрахунку болта, поставленого при поперечному навантаженні із зазором

$$F_{mp} > F.$$

Сила тертя дорівнює силі нормального тиску  $F_a$ , помноженому на коефіцієнт тертя  $f$ . Додаємо також коефіцієнт запасу по зрушенню деталей  $\beta$ . Тоді вищенаведена нерівність трансформується до виду:

$$F_a f = F \cdot \beta.$$

Звідки сила затягування болта дорівнює:

$$F_a = \frac{F \cdot \beta}{f},$$

де  $\beta$  - коефіцієнт запасу по зрушенню деталей ( $\beta = 1,3 \dots 2,0$  залежно від відповідальності з'єднання);

$f$  – коефіцієнт тертя в стику ( $f = 0,15 \dots 0,2$ ).

У цьому з'єднанні зовнішнє навантаження  $F$  не передається на болт. Тому болт розраховується тільки на статичну міцність. Під дією сили затягування болта  $F_a$  стрижень болта піддається деформації розтягування. Тому основною умовою міцності болта є його міцність на розтягування. Але в цьому випадку при затягуванні болта в різьбі виникає сила тертя, що створює момент тертя, у результаті дії якого в стрижні болта виникають додаткові напруження кручення.

Запишемо умову міцності болта

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_a \cdot K}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p].$$

Звідки діаметр болта дорівнює:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_a \cdot K}{\pi \cdot [\sigma_p]}}$$

де  $K$  – коефіцієнт, що враховує додатковий вплив деформації кручення ( $K=1,3$ ).

$[\sigma_p]$  - допустиме напруження на розтягування для болта.

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

де  $S$  – коефіцієнт запасу міцності ( $S=1,5 \dots 2,5$ ).

За розрахунковим значенням внутрішнього діаметра болта по ДСТУ 7798-70 вибираємо стандартний болт з зовнішнім діаметром  $d > d'$

$$d' \approx 1,2d_1.$$

Порівнюючи два варіанти монтажу болтів без зазору й із зазором, слід зазначити, що другий варіант (болт із зазором) дешевше першого, тому що він не вимагає точних розмірів болта й отвору. Однак умови роботи болта, поставленого із зазором, гірше, ніж без зазору. Розрахункове навантаження болта із зазором у кілька разів ( $5 \dots 10$ ) перевищують зовнішнє навантаження.

### 6.3 Розрахунок болтів кронштейна, навантаженого силою, що розкриває стик деталей

Підібрати болти групового різьбового кріплення кронштейна, зображеного на рис. 6.6, де  $a=50$  мм. З'єднання навантажене зосередженою силою  $F=10000$  Н, прикладеною під кутом до горизонталі  $\alpha = 30^\circ$ .

Болти встановлені в отвори кронштейна із зазором і виготовлені зі сталі з наступними характеристиками: границя міцності  $\sigma_m = 600$  МПа; границя теку-

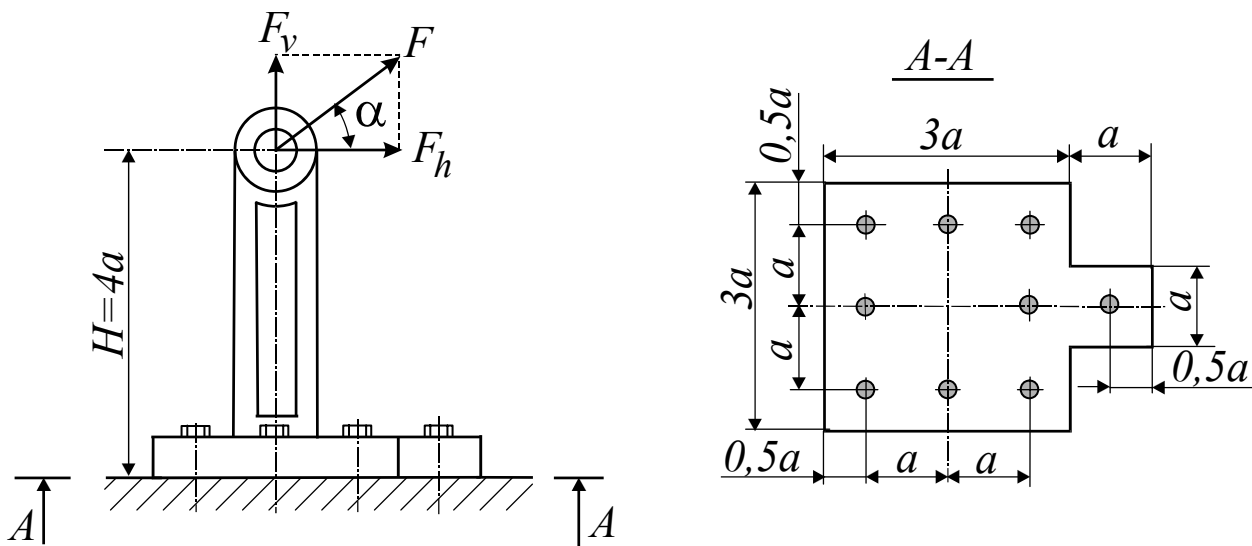


Рисунок 6.6



чості  $\sigma_T = 400 \text{ МПа}$ . Коефіцієнт тертя в різьбі й на торці головки болта  $f=0,15$ . Загальна кількість болтів кріплення  $z=9$ .

### 6.3.1 Розрахунок при постійному зовнішньому навантаженні

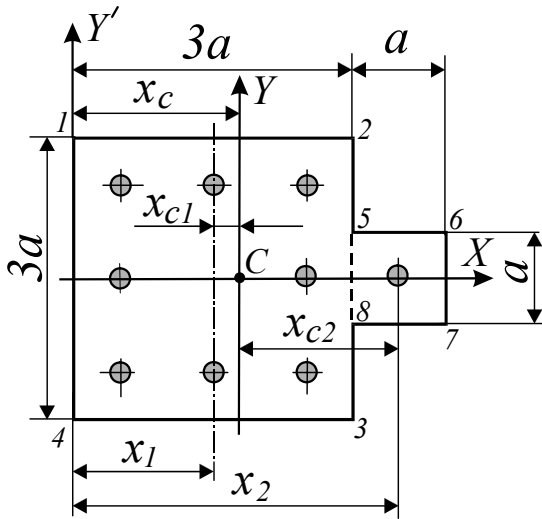


Рисунок 6.7

Як видно зі схеми, на групове різьбове з'єднання діє навантаження, що прагне розкрити стик кронштейна з опорою.

Стик, у якому немає зазору між контактними поверхнями при додатку зовнішнього навантаження, називається *нерозкритим*. Критерієм розрахунку різьбового з'єднання, навантаженого зовнішньою силою, вважається умова *нерозкриття стику*.

**Координати центру ваги стику і центральний момент інерції.** Для того, щоб розрахувати необхідні розміри елементів кріплення, насамперед необхідно всі силові фактори, що діють на кронштейн, перенести в центр ваги площини контакту (рис. 6.7).

Координати центра ваги площини стику – точки С – знаходяться наступним чином. Оскільки центр ваги лежить на осі симетрії на деякій відстані від осі  $Y'$ , то  $y_c = 0$ , а  $x_c$  можна обчислити по формулі:

$$x_c = \frac{S_{Y'}}{A},$$

де  $S_{Y'}$  – статичний момент площі фігури стику відносно осі  $Y'$ ;

$A$  – площа фігури стику.

Фігура стику є складною, тому її слід розбити на дві прості фігури (рис. 6.7):

– квадрат 1-2-3-4 площею  $A_1 = 3a \cdot 3a = 9a^2$ , центр ваги якого знаходиться від осі  $Y'$  на відстані  $x_1 = \frac{3a}{2} = 1,5a$ ;

– квадрат 5-6-7-8 площею  $A_2 = a^2$ , центр ваги якого знаходиться від осі  $Y'$  на відстані  $x_2 = 3a + \frac{a}{2} = 3,5a$ .

Тоді статичний момент буде рівнятися:

$$S_{Y'} = A_1 x_1 + A_2 x_2 = 9a^2 1,5a + a^2 3,5a = 17a^3,$$

а відповідне значення площі фігури стику:

$$A = A_1 + A_2 = 9a^2 + a^2 = 10a^2.$$

Остаточно, координата центра ваги площини стику буде рівною:

$$x_c = \frac{S_{Y'}}{A} = \frac{17a^3}{10a^2} = 1,7a = 1,7 \cdot 50 = 85 \text{ мм.}$$

Отже, центр ваги площини стику перебуває в точці  $C$  з координатами:  $x_c = 85 \text{ мм}$ ,  $y_c = 0$ .

Момент інерції відносно центральної осі  $Y$  (яка проходить через центр ваги  $C$ ) визначається за допомогою теореми про паралельний переніс моментів інерції простих фігур площини стику:

$$I_Y = I_1 + A_1 x_{c1}^2 + I_2 + A_2 x_{c2}^2,$$

де  $I_1 = \frac{(3a)^4}{12} = 6,75a^4$  і  $I_2 = \frac{a^4}{12} = 0,083a^4$  - моменти інерції простих фігур відносно своїх центральних осей;

$x_{c1} = x_c - x_1 = 1,7a - 1,5a = 0,2a$  і  $x_{c2} = x_2 - x_c = 3,5a - 1,7a = 1,8a$  - координати осей, які проходять через центри ваги простих фігур.

Остаточно, момент інерції відносно осі  $Y$  буде дорівнювати:

$$I_Y = 6,75a^4 + 9a^2(0,2a)^2 + 0,083a^4 + a^2(1,8a)^2 = 10,43a^4.$$

**Силві фактори, що діють на кронштейн.** Прикладену до з'єднання зовнішню зосереджену силу  $F$  представимо у вигляді сукупності проєкцій на вертикальну (позначену індексом  $v$ ) і горизонтальну (індекс  $h$ ) осі (рис. 6.6):

$$F_v = F \sin \alpha = 10000 \cdot \sin 30^\circ = 5000 \text{ Н},$$

$$F_h = F \cos \alpha = 10000 \cdot \cos 30^\circ = 8660 \text{ Н}.$$

При недостатнім зусиллі затягування вертикальна складова  $F_v$  може викликати появу зазору між поверхнями, які утворюють стик. Таким чином, силу затягування, а, отже, і геометричні розміри елементів кріплення, необхідно вибирати, виходячи із цієї умови.

Складова  $F_h$ , у свою чергу, може служити причиною відносного зрушення поверхонь, що перебувають у контакті. Для перевірки наявності зрушення необхідно записати умову, при якому таке зрушення неможливе, тобто умову *нерухомості*.

Оскільки всі зовнішні силві фактори перенесені в центр ваги стику, то система зовнішнього навантаження може бути зведена до дії головного вектору сили й головного моменту. У розглянутому випадку головним вектором є сила  $F$  (або її складові  $F_v$  і  $F_h$ , перенесені в точку  $C$ ), а головний момент  $T_{F_h}$  обчислюється за формулою (рис. 6.6 і рис. 6.7):

$$T = F_h H + F_v (x_c - x_1).$$

Після підстановки числових параметрів головний момент має значення:

$$T = 8660 \cdot 4a + 5000 \cdot (1,7a - 1,5a) = 35640a = 35640 \cdot 50 = 1782000 \text{ Нмм.}$$

**Умови нерозкриття стику.** Кронштейн, що кріпиться групою болтів, перебуває в рівновазі під впливом системи сил, а його положення можна описати рівнянням рівноваги. Рівняння рівноваги затягнутого з'єднання при виконанні умови нерозкриття стику має вигляд :

$$q_0 - q_{F_v} - q_T \geq 0,$$

де  $q_0 = \frac{F_0 z}{A}$  – тиск від сили затягування  $F_0'$ ;

$q_{F_v} = \frac{F_v(1-\chi)}{A}$  – тиск, який треба прикласти з боку болтів, щоб врівноважити силу  $F_v$ , яка відриває кронштейн від опори;

$q_T = \frac{T(1-\chi)}{W_Y}$  – тиск, який треба прикласти з боку болтів, щоб запобігти

розкриттю стику від дії моменту  $T$  ;

$\chi$  – коефіцієнт основного навантаження, значення якого для контакту металевих поверхонь лежать у діапазоні  $\chi = 0,2 \dots 0,3$  , так що можна прийняти  $\chi = 0,25$ .

$A = 10a^2 = 10 \cdot 50^2 = 25000 \text{ мм}^2$  – площа стику;

$W_Y = \frac{I_Y}{x_{\max}}$  – осьовий момент опору площі фігури стику, щодо осі  $Y$  ;

$x_{\max}$  – відстань від центральної осі  $Y$  до найбільш віддаленої точки поверхні торкання.

З рис. 6.7 відстань  $x_{\max}$  дорівнює значенню:

$$x_{\max} = (3a + a) - x_c = (3a + a) - 1,7a = 2,3a .$$

Осьовий момент опору:

$$W_y = \frac{I_y}{x_{\max}} = \frac{10,43a^4}{2,3a} = 4,54a^3 = 4,54 \cdot 50^3 = 567500 \text{ мм}^3 .$$

Мінімальне необхідне зусилля затягування одного болта визначається з умови нерозкриття стику (на підставі припущення про суцільність матеріалів кронштейну та опори) – напруження від затягування болтів приймається рівним сумі напружень для врівноваження сили  $F_v(1-\chi)$  та моменту  $T(1-\chi)$  :

$$\sigma_{F_0'} = \sigma_{F_v(1-\chi)} + \sigma_{T(1-\chi)} .$$

Або:

$$\frac{F_v' z}{A} = \frac{F_v(1-\chi)}{zA} + \frac{T(1-\chi)}{zW_Y} ,$$

звідки мінімальне необхідне зусилля затягування:

$$F_0' = \frac{F_v(1-\chi)}{z} + \frac{T(1-\chi)}{zW_y} A = \frac{5000 \cdot (1-0,25)}{9} + \frac{1782000 \cdot (1-0,25)}{9 \cdot 567500} \cdot 25000 = 6960H$$

Беручи до уваги наближеність прийнятої розрахункової моделі й наближений характер ряду інших перемінних, знайдене зусилля затягування  $F_0'$  варто збільшити в  $K_n$  раз,

де  $K_n=1,1$  - коефіцієнт запасу нерозкриття стику

$$F_0 = K_n F_0' = 1,1 \cdot 6960 = 7656 H.$$

**Умова неруйнування поверхонь стику.** Виходячи із прийнятого значення зусилля затягування, визначається максимальний тиск  $q_{\max}$  :

$$q_{\max} = q_0 - q_{F_v} + q_T = \frac{F_0 z}{A} - \frac{F_v(1-\chi)}{A} + \frac{T(1-\chi)}{W_y}.$$

Після підстановки чисельних значень:

$$q_{\max} = \frac{7656 \cdot 9}{25000} - \frac{5000 \cdot (1-0,25)}{25000} + \frac{1782000 \cdot (1-0,25)}{567500} = 4,96 \text{ МПа}.$$

Значення  $q_{\max}$  не повинне перевищувати значення тиску, яке допускається на поверхні сполучених деталей  $[q]$ , котре може викликати руйнування поверхонь, що перебувають у контакті, при їхньому стиску:  $q_{\max} < [q]$ .

Якщо значення допустимого тиску не обговорене в умовах на проектування, то контактна міцність при цьому не контролюється.

**Сила, що діє на найбільш навантажений болт.** Сила, що діє на довільно розміщений  $i$ -й болт внаслідок прикладеного до нього зовнішнього навантаження й зусилля затягування, дорівнює:

$$F_i = KF_0 + F_{F_v} + F_{T_{\max}},$$

де  $F_0$  - сила затягування;

$K=1,3$  - коефіцієнт, який враховує вплив дотичних напружень при затягуванні болта;

$$F_{F_v} = \frac{F_{F_v} \chi}{z} = \frac{5000 \cdot 0,25}{9} = 139H \text{ - навантаження на болт від вертикальної}$$

складової зовнішньої сили  $F$ ;

$F_{T_{\max}}$  - навантаження на болт від моменту  $T$ , що залежить від місця його розташування.

Розподіл сил, які діють з боку болтів на кронштейн, показаний на рис. 6.8. Умова рівноваги кронштейну відносно точки  $C$  має наступний вигляд:

$$\sum_{i=1}^m z_{ri} F_i l_i - T \chi = 0,$$

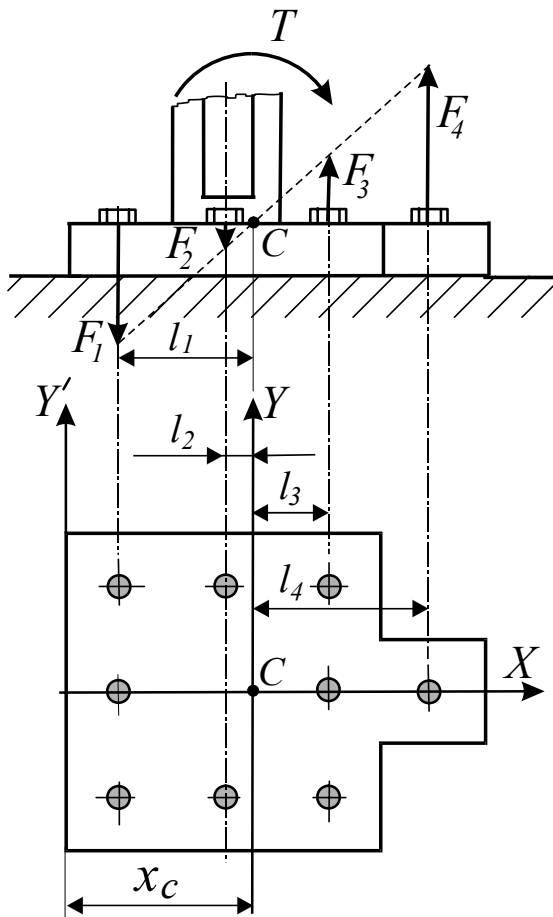


Рисунок 6.8

де  $m$  - це кількість груп, на які можна розбити всі болти в стику залежно від їхньої відстані від осі  $Y$ ;

$z_{ri}$  - кількість болтів в ряду  $i$ -тої групи;

$l_i$  - координата ряду  $i$ -тої групи.

Крім того з рис. 6.8 видно, що

$$\frac{F_i}{l_i} = \frac{F_{T \max}}{l_{\max}},$$

звідки сили  $F_i$  можна виразити через максимальне навантаження на болт:

$$F_i = \frac{F_{T \max}}{l_{\max}} l_i.$$

Після підстановки значення сили  $F_i$  у рівняння рівноваги кронштейну можна знайти максимальну силу розтягування болта при дії моменту  $T$

$$F_{T \max} = \frac{T \cdot \chi \cdot l_{\max}}{\sum_{i=1}^m z_{ri} l_i^2}.$$

У розглянутому випадку налічується чотири групи болтів (рис.6.8), так що

$$\sum_{i=1}^4 z_{ri} l_i^2 = z_{r1} l_1^2 + z_{r2} l_2^2 + z_{r3} l_3^2 + z_{r4} l_4^2, \text{ де}$$

$$l_1 = 0,5a - x_c = 0,5a - 1,7a = -1,2a = -1,2 \cdot 50 = -60 \text{ мм}, \quad z_{r1} = 3;$$

$$l_2 = 1,5a - x_c = 1,5a - 1,7a = -0,2a = -0,2 \cdot 50 = -10 \text{ мм}, \quad z_{r2} = 2;$$

$$l_3 = 2,5a - x_c = 2,5a - 1,7a = 0,8a = 0,8 \cdot 50 = 40 \text{ мм}, \quad z_{r3} = 3;$$

$$l_4 = 3,5a - x_c = 3,5a - 1,7a = 1,8a = 1,8 \cdot 50 = 90 \text{ мм}, \quad z_{r4} = 1.$$

Тоді сила на найбільш навантажений болт  $F_{T \max}$  при дії моменту  $T$  становить:

$$F_{T \max} = \frac{1782000 \cdot 0,25 \cdot 90}{3 \cdot (-60)^2 + 2 \cdot (-10)^2 + 3 \cdot 40^2 + 1 \cdot 90^2} = 1678 \text{ Н}.$$

Остаточна сила, що діє на найбільш навантажений болт:

$$F_{\max} = 1,3 \cdot 7656 + 139 + 1678 = 11770 \text{ Н}.$$

**Визначення геометричних розмірів болта з умови міцності.** Знаючи максимальну силу, що доводиться на гвинт, можна визначити його розміри з умови міцності на розтягування

$$\sigma_p = \frac{4F_{\max}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p],$$

де  $[\sigma_p]$ - допустиме напруження на розтягування болта;

$d_1$ - внутрішній діаметр різьби.

Тут можливі два випадки: контрольоване й неконтрольоване зусилля зтягування.

У випадку, коли зусилля зтягування контролюється, коефіцієнт запасу міцності можна прийняти рівним  $S = 1,5$ . Тоді:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{400}{1,5} = 266,7 \text{ МПа};$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{\max}}{\pi[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11770}{3,14 \cdot 266,7}} = 7,5 \text{ мм}.$$

Зовнішній діаметр різьби болта можна приблизно визначити по формулі:

$$d' = 1,2d_1 = 1,2 \cdot 7,5 = 9,00 \text{ мм}.$$

Розміри болта вибираються зі стандартного ряду діаметрів різьби. Приймається стандартний болт з різьбою М10:

- зовнішній діаметр  $d = 10 \text{ мм};$
- середній діаметр  $d_2 = 9,03 \text{ мм};$
- крок різьби  $p = 1,5 \text{ мм}.$

При неконтрольованому зусиллі зтягування коефіцієнт запасу міцності слід збільшити до  $S=2,5$ .

Тоді

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{400}{2,5} = 160 \text{ МПа};$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{\max}}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11770}{3,14 \cdot 160}} = 9,68 \text{ мм}$$

$$d' = 1,2d_1 = 1,2 \cdot 9,68 = 11,61 \text{ мм}.$$

Приймається стандартний болт з різьбою М12:

- зовнішній діаметр  $d = 12 \text{ мм};$
- середній діаметр  $d_2 = 10,80 \text{ мм};$
- крок різьби  $p = 1,75 \text{ мм}.$

**Розрахунок моменту загвинчування для контрольованого затягування.**

Контроль затягування за допомогою динамометричного ключа. На практиці необхідно знати, яке зусилля затягування відповідає вимірюваному ключем моменту загвинчування.

Момент загвинчування  $T_3$  визначається як сума моментів у різьбі  $T_1$  і на торці  $T_2$ :

$$T_3 = T_1 + T_2.$$

Момент тертя в різьбі обчислюється по формулі:

$$T_1 = F_0 \frac{d_2}{2} \tan(\lambda + \rho'),$$

де  $\lambda = \arctan \frac{p}{\pi d_2} = \arctan \frac{1,5}{3,14 \cdot 9,03} = 0,053 \text{ рад}$  – кут підйому різьби;

$\rho' = \arctan \frac{f}{\cos(0,5 \cdot \alpha)} = \arctan \frac{0,15}{\cos(0,5 \cdot 60^\circ)} = 0,172 \text{ рад}$  – приведений кут тертя (для метричної різьби з кутом профілю  $\alpha = 60^\circ$ ).

Тоді момент тертя в різьбі буде рівнятися:

$$T_1 = 7656 \frac{9,03}{2} \tan(0,053 + 0,172) = 9634 \text{ Нмм}.$$

Момент тертя на торці головки болта обчислюється по формулі:

$$T_2 = F_0 f \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{S^3 - d_0^3}{S^2 - d_0^2},$$

де  $S = 1,7d = 1,7 \cdot 10 = 17 \text{ мм}$  - розмір під ключ головки болта;

$d_0 = d + 1 = 10 + 1 = 11 \text{ мм}$  - діаметр отвору в кронштейні під болт.

Тоді момент тертя на торці головки болта буде рівнятися:

$$T_2 = 7656 \cdot 0,15 \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{17^3 - 11^3}{17^2 - 11^2} = 8162 \text{ Нмм}.$$

Остаточний момент загвинчування болта становить значення:

$$T_3 = 9634 + 8162 = 17800 \text{ Нмм}.$$

**Перевірка умови нерухомості.** Необхідно перевірити з'єднання на відсутність дотичного зрушення стиснутих поверхонь. Для того, щоб не було зрушення поверхонь друг щодо друга, максимально можлива сила тертя в контакті повинна бути більше зовнішнього зусилля зрушення:

$$[F_0 z - F_v (1 - \chi)] f \geq F_h K_s,$$

де  $K_s = 1,5$  - коефіцієнт запасу по зрушенню.

Після підстановки числових значень в кожену частину нерівності:

$$[7656 \cdot 9 - 5000 \cdot (1 - 0,25)] \cdot 0,15 = 9772 \text{ Н};$$

$$8660 \cdot 1,5 = 12990 \text{ Н}.$$

Оскільки  $9772 \text{ Н} < 12990 \text{ Н}$ , та умова нерухомості в цьому випадку не виконується. Для запобігання можливого зрушення варто поставити упор у напрямку дії навантаження, що зрушує. Можна також збільшити діаметри болтів, що дозволить збільшити значення сили  $F_0$ .

### 6.3.2 Розрахунок болтів кронштейну під дією постійного зовнішнього навантаження в модулі **APM Joint**

Для розрахунку різьбового з'єднання в модулі **APM Joint** необхідно задати форму стику, координати розташування болтів, постійні параметри (границю текучості, границю міцності, коефіцієнт запасу по зрушенню, коефіцієнт основного навантаження й ін.) та діючі на з'єднання зовнішні сили.

Завдання зовнішнього навантаження має деякі особливості. Справа в тому, що різьбове з'єднання в загальному випадку може перебувати під дією як

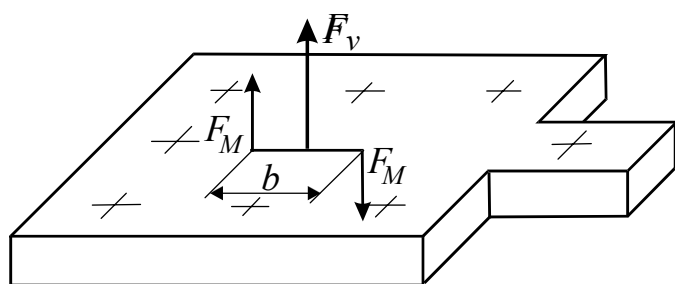


Рисунок 6.9

відриваючих зусиль, так і зусиль, що зрушують. Якщо сили, що зрушують, виявляться незначними в порівнянні із тими, що відривають, програма **APM Joint** виконає розрахунок за критерієм нерозкриття стику. Якщо ж найбільшими виявляться сили, що зрушують, то діаметр болтів буде обраний з умови відсутності зрушення.

Таким чином, для того, щоб розрахунок був проведений саме по навантаженням, що відривають, необхідно виключити можливий вплив горизонтальної складової сили  $F_h$ , тобто серед зовнішніх навантажень указати тільки вертикальну силу  $F_v$  і момент  $M_{F_h}$ , створений силою  $F_h$ . У модулі **APM Joint** цей момент задається у вигляді пари сил, у цьому випадку

$$M_{F_h} = F_h \cdot 4a = 8660 \cdot 4 \cdot 50 = 1732000 \text{ Нмм}.$$

Система навантаження розглянутого з'єднання, прийнята для розрахунку в пропонованій програмі, показана на рис. 6.9,

де  $F_M \cdot b = M_{F_h} = 1732000 \text{ Нмм}$  ( $F_M$  – пара сил, котрою в розрахунковій схемі заміняється момент  $M_{F_h}$ ).

Для різьбових з'єднань із зазором результатами розрахунку є:

- площа поверхні стику;
- положення центра мас стику;
- осьові моменти інерції щодо осей ( $X$  і  $Y$ );



- кут повороту головних центральних осей;
- сила затягування;
- максимальне навантаження, що діє на тіло болта;
- максимальний тиск у стику;
- діаметр болта - зовнішній діаметр різьби.

Крім цього, можна одержати значення тиску в стику у вигляді карти тисків.

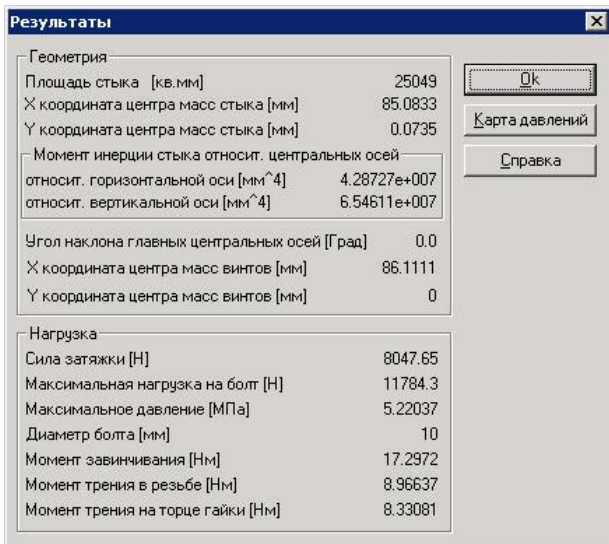


Рисунок 6.10

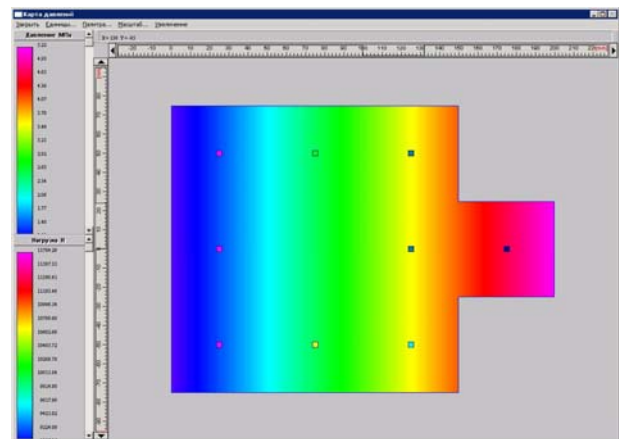


Рисунок 6.11

На рис. 6.10 представлені результати розрахунку даного з'єднання при неконтрольованому зусиллі затягування. Результати розрахунку при контрольованій силі затягування можна одержати, змінивши значення коефіцієнта запасу по границі текучості деталей кріплення у відповідному рядку введення вікна “**Постоянные параметры**”. На рис. 6.11 представлена карта тисків у стику, на якій також показані сили, що діють на елементи кріплення.

### 6.3.3 Розрахунок на міцність при змінному характері зовнішнього навантаження

Припустимо, що зовнішнє навантаження носить пульсаційний характер, причому сила міняється від  $F_{\min}=0$  до  $F_{\max}=10000\text{ H}$  (у якості  $F_{\max}$  тут прийняте значення заданої за умовою зосередженої сили  $F$ ).

Розрахунок на міцність зводиться до знаходження коефіцієнта запасу міцності  $S$  (на витривалість), для чого варто визначити рівень напруження при найбільшому й найменшому навантаженні, а також амплітудне й середнє напруження циклу.

Оскільки, крім змінного зовнішнього навантаження, на болти діє також постійна по величині сила затягування  $F_0$ , то цикл навантаження елементів кріплення буде асиметричним, причому найменше напруження циклу  $\sigma_{\min}$  визначається силою затягування (затягування вважаємо неконтрольованим), а найбі-

льше  $\sigma_{\max}$  - навантаженням  $F_{\max}$ , що діє на найбільш навантажений болт (ця величина була розрахована раніше):

$$\sigma_{\min} = \frac{1,3 \cdot F_0 \cdot 4}{\pi d_1^2} = \frac{1,3 \cdot 7654,9 \cdot 4}{3,14 \cdot 10,12^2} = 123,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\max} = \frac{4F_{\max}}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 11770}{3,14 \cdot 10,12^2} = 146,3 \text{ МПа}.$$

Тоді для середнього  $\sigma_m$  й амплітудного  $\sigma_{am}$  напружень циклу маємо:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{146,3 + 123,7}{2} = 135,0 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{am} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{146,3 - 123,7}{2} = 11,3 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт запасу міцності (на витривалість) при асиметричному циклі в загальному випадку визначається по формулі:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1t}}{\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} \sigma_{am} + \psi_{\sigma} \sigma_m},$$

де  $\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_{mek} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 600 = 0,14$  - коефіцієнт асиметрії циклу, що враховує вплив середніх напружень на міцність (з умови витривалості);

$\sigma_{-1t} = 0,75 \sigma_{-1}$  - границя витривалості при розтягуванні (наближена залежність, яка отримана за допомогою статистичної обробки експериментальних даних великої кількості випробувань).

Для сталей границя витривалості розраховується по формулі

$$\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001 \sigma_h) \sigma_b = (0,55 - 0,0001 \cdot 600) \cdot 600 = 294 \text{ МПа},$$

отже

$$\sigma_{-1t} = 0,75 \sigma_{-1} = 0,75 \cdot 294 = 220,5 \text{ МПа};$$

$K_{d\sigma} = 0,65$  - масштабний фактор, що залежить від діаметра різьби;

$K_{\sigma} = 1 + q(a_{\sigma} - 1)$  - ефективний коефіцієнт концентрації, що залежить від чутливості матеріалу до концентрації напруження  $q$  (для середньовуглецевих і низьколегованих сталей  $q = 0,5$ ) і теоретичного коефіцієнта концентрації напруження  $a_{\sigma}$ , що визначається або аналітичними, або чисельними методами.

З погляду міцності на витривалість, найнебезпечнішими є перетин тіла болта в різьбовій частині й перетин у місці переходу тіла болта в головку.

Для обчислення теоретичного коефіцієнта концентрації для різьбової ділянки можна скористатися формулою

$$a_{\sigma} = 1 + 1,1 \sqrt{\frac{p}{r}}$$

Тут  $p$  і  $r$  – крок різьби й радіус закруглення западини різьби відповідно. Оскільки для стандартної метричної різьби має місце співвідношення:  $r = 0,144p$ , то

$$a_{\sigma} = 1 + 1,1 \sqrt{\frac{1}{0,144}} = 3,9;$$

$$K_{\sigma} = 1 + q(a_{\sigma} - 1) = 1 + 0,5(3,9 - 1) = 2,45.$$

Для ділянки переходу тіла гвинта в голівку теоретичний коефіцієнт концентрації дорівнює :

$$a_{\sigma} = 1 + 0,55 \sqrt{\frac{d_c}{r_h}},$$

де  $d_c$  - діаметр стрижня гвинта,

а  $r_h$  - радіус переходу від стрижня до головки.

Звичайно різьбові з'єднання, що працюють в умовах змінного зовнішнього навантаження, виготовляють так, щоб виконувалося співвідношення  $\frac{r_h}{d_c} = 0,05 \dots 0,10$ .

Тоді, приймаючи  $\frac{r_h}{d_c} = 0,075$ , одержуємо

$$a_{\sigma} = 1 + 0,55 \sqrt{\frac{d_c}{r_h}} = 1 + 0,55 \sqrt{\frac{1}{0,075}} = 3,0;$$

$$K_{\sigma} = 1 + q(a_{\sigma} - 1) = 1 + 0,5(3,0 - 1) = 2,0.$$

Остаточний розрахунок виконується для найнебезпечнішого перетину, коефіцієнт концентрації якого більше. У даному випадку це перший перетин з  $K_{\sigma} = 2,45$ .

В результаті визначаємо коефіцієнт запасу міцності на витривалість:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1t}}{\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} \sigma_{am} + \psi \sigma_m} = \frac{220,5}{\frac{2,45}{0,65} \cdot 11,3 + 0,14 \cdot 135,0} = 3,6.$$

#### **6.3.4 Розрахунок з'єднання при змінному зовнішньому навантаженні в модулі APM Joint**

Розрахунок з'єднання при змінному навантаженні носить перевірочний характер.

Якщо в APM Joint у меню “Тип расчета” вибрати “Проверочный”, то у вікні з параметрами зовнішніх навантажень автоматично з'являються рядки із

вказівкою максимального й мінімального значення сили. За умовчужанням максимальна величина навантаження приймається рівної її номінальному значенню, а мінімальна - нулю, але при необхідності ці значення можна змінити.

Результати перевірного розрахунку заданого з'єднання наведено на рис. 6.12.

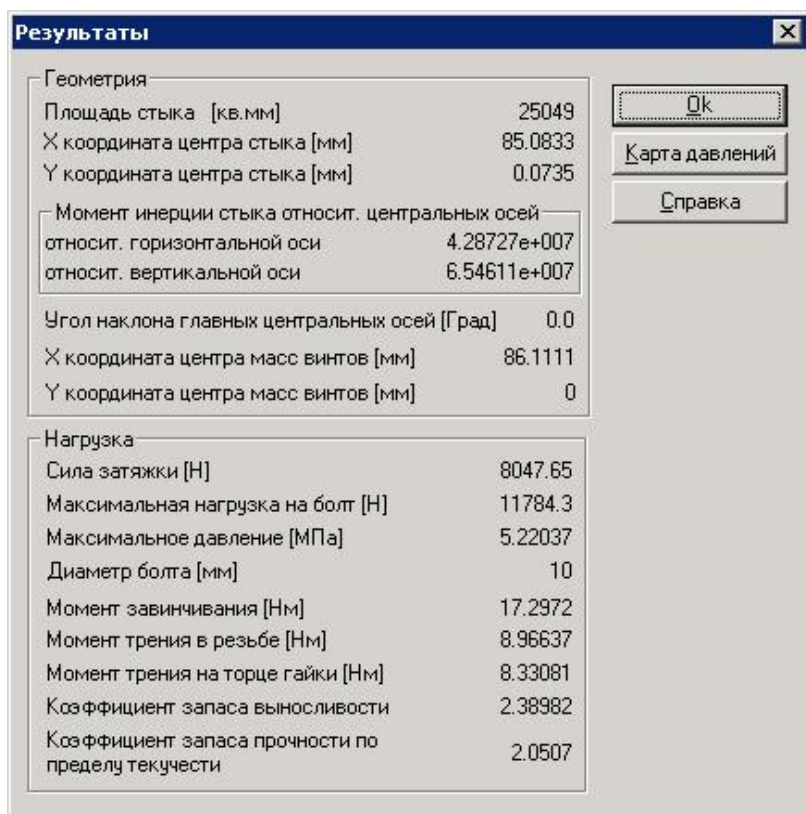


Рисунок 6.12

## РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Решетов Д. Н. Детали машин: Учеб. для студ. машиностр. и мех. спец. вузов. 4-е изд. перераб и. доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496с.
2. Павлице В. Т. Основы конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Львів.:Афіша, 2003. – 560с.
3. Шелофаст В. В. Основы проектирования машин. М. Изд-во АПН, 2000.-472с.
4. Иванов М. Н. Детали машин: Учебник для вузов 5-е изд. перераб. М.: Высшая шк., 2002. – 408с.

5. Заблонский К. И. Детали маши: Учебник для студ. машиностроит. спец. вузов. К.: Высшая школа, 1985. – 518с.
6. В.Л. Устименко, Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. Основы проектирования деталей машин. Учеб. пособие для вузов./ Ред Н.И. Юркевич – Харьков.: Вища школа., 1983. – 181с.
7. Киркач Н. Ф., Баласанян Р. А. Расчет и конструирование деталей машин: Учеб. пособие для техн. вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. Харьков.: 1988.- 140с.
- 8.Шелофаст В.В., Чугунова Т. Б. Основы проектирования машин. Примеры решения задач. М. Изд-во АПН., 2004.- 240 с.
9. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей маши: Учеб. пособ. для машиностроит. спец. вузов. – 4-е изд., Перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2001. – 447с.
10. Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. М.: Высшая школа, 1975. – 550с.
11. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие по курсовому проектированию механических передач. / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. – 5-е изд., Перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 560с.
12. Детали машин: Атлас конструкций. Уч. пособие для машиностроительных вузов / В.Н. Беляев. И.С. Богатырев, А.В. Буленже и др., Под ред. проф. Д.Н. Решетова. – 4-е изд., Перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. – 367с.
13. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов. – Учеб. пособие для вузов. Киев: «Вища школа». Головное изд-во, 1979. – 128с.
14. Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1984.- 542 с.
15. [www.skf.com](http://www.skf.com) Інтерактивний каталог-довідник підшипників кочення фірми SKF.
16. [www.fag.com](http://www.fag.com) Інтерактивний каталог-довідник підшипників кочення фірми FAG (рус.)
17. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. Розділ 2 “Проектування зубчастих і черв'ячних передач” /В.П. Блескун, С.Л. Сулейманов.– Донецьк.: ДонНТУ, 2005.- 48с.
18. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. Розділ 3. Проектування валів та їх опор на підшипниках кочення / О.В. Деркач, О.В. Лукічов, В.Б. Недосекин, С.В. Проскураков– Донецьк: ДонНТУ, 2005. - 106 с.

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
**до проведення практичних занять з дисципліни “Деталі машин”**  
**(для студентів напрямку «Інженерна механіка»)**

Автори: Нечепасв Валерій Георгійович  
Оніщенко Валентін Петрович  
Блескун Валерій Пилипович  
Деркач Олександр Вікторович  
Ісадченко Василь Семенович  
Матеко Петро Михайлович  
Голдобін В'ячеслав Олександрович

---

Формат 60x84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>, ум. друк. арк. – 2,3  
Тираж – 150 прим., 83000, м. Донецьк, вул. Артема 58, ДонНТУ