Практична робота №18

Розрахунок різьбових з’єднань

Вибір допустимих напружень при розрахунку

гвинтів і гайок передач

Основна причина виходу з ладу гвинтів і гайок передач – знос різьби. Як критерій зносостійкості різьби гвинтової пари приймають тиск q між різьбою гвинта і гайки, що не повинний перевищувати допустимий [*q*], який залежить від матеріалів гвинтової пари та умов її експлуатації.

Згідно даним [3;8] рекомендується приймати тиск *q* для сталей: загартованої по бронзі – 10...13, незагартованої по бронзі – 8...10, незагартованої по чавуні – 5...6, по антифрикційному чавуні – 10..13 МПа.

Для гвинтів механізмів точних переміщень допустимий тиск варто приймати в 2–3 рази менше, ніж для гвинтів загального призначення. Крім розрахунку різьби гвинтової пари на зносостійкість по тиску гвинти, навантажені істотними осьовими силами (наприклад гвинти домкратів), перевіряють на міцність і стійкість.

Розрахунок на міцність полягає у визначенні еквівалентних напружень *σ*екв, що виникають під дією розтягуючої (стискаючої) осьової сили й обертаючого моменту, і порівнянні цих напружень з допустимими.

Допустимі напруження на розтяг [*σр*] і стиск [*σ*ст] для гвинтів передач

, (4.6)

де *σТ* – границя текучості матеріалу гвинта.

Довгий гвинт, що знаходиться під дією стискаючої сили, додатково перевіряють на стійкість (поздовжній вигин), за коефіцієнтом запасу стійкості, що не повинний бути менше допустимого.

Допустимий коефіцієнт запасу стійкості [*nц*] для вертикальних гвинтів 2.5...4,0, для горизонтальних – 3,5...5,0.

При розрахунку гайки варто використовувати значення допустимих напружень, що рекомендуються, в залежності від матеріалу гайки [11]: для бронзи [*σр*] – 35...45 МПа; для чавуна – 20...25 МПа; для бронзи або чавуна по чавуні чи сталі

[*σ*зм] =35...45 МПа; для бронзи [*τ*зp] = 20...25 МПа; для чавуна [*τ*зp] = 20.. .30 МПа.

**Приклади розрахунку і конструювання**

**рознімних з’єднань**

**Задача 1**. Розрахувати болти, з’єднуючі кришку з циліндричною посудиною для стиснутого повітря (рис. 4.1), при наступних даних: тиск стиснутого повітря в циліндрі *p* = 0,5 ; внутрішній діаметр циліндра *D* = 450 мм; число болтів *z* = 16; матеріал болтів – Cталь 20; клас міцності 4.6; затяжка контрольована.

Рис. 4.1

*Розв’язання.* 1. В даному з’єднані болти поставлені з попередньою затяжкою. Додаткова затяжка їх під навантаженням відсутня. Зовнішня сила *Fв*, діюча на болтове з’єднання, являє собою силу внутрішнього тиску стиснутого повітря на кришку циліндра:

.

2. Зовнішня сила, що приходиться на один болт,

.

3. Приймаємо коефіцієнт зовнішньої нагрузки *χ* = 0,5 (для гермитизації з’єднання між кришкою і фланцем циліндра встановлена поліетиленова прокладка), а коефіцієнт запасу попередньої затяжки *Кз* = 3 [24, с.82].

4. Розрахункова осьова сила *Fр*, що діє на болти з врахуванням крутного момента попередньої затяжки та прикладення зовнішньої сили *F*, за даними [24, формула (4.21)]:

.

5. Для заданого класу міцності границя текучості матеріалу болтів *σТ*= 240 Н/мм2 [24, табл. 4.3]. При контрольованій затяжці болтів назначаємо коефіцієнт запасу міцності [*nT*] = 2,2.

За даними [24, формула (4.29)] допустиме напруження на розтяг:

.

6. Розрахунковий діаметр різьби болтів за даними [24, формула (4.22)]:

.

За даними [24, табл. 4.1] приймаємо різьбу М16 з кроком *р* = 2 мм, для якої .

**Задача 2.** Дискова пилка діаметром *D* = 600 мм (рис 4.3) закріплена на валу між двома шайбами та утримується від прокручування силами тертя, що створюються затяжкою гайки на кінці вала. Затяжка не контрольована. Визначити діаметр нарізаної частини вала, матеріал якого Сталь 30; клас міцності 5.6. Коефіцієнт тертя між пилкою і шайбами *ƒ* = 0,12. Середній діаметр шайб *D1* = 150 мм. Пилка протидіє опору різання *F* = 450 Н.

*Розв’язання.* 1. Потрібна сила тертя *Fƒ*, діюча на середньому діаметрі шайб. Для надійної роботи пилки необхідно, щоб момент сили тертя *Тƒ* був більший момента сили різання *Тріз* на 25%, тобто

,

або



звідки

Рис. 4.3

.

2. Сила, з якою повинна бути затиснута пилка

.

За цією силою розраховують нарізану частину вала пилки.

3. Для заданого класу міцності границя текучості матерілу вала *σТ*= 300  [24, табл. 4.3]. За [24, табл. 4.4] приймаємо коефіцієнт запасу міцності [*nТ*] = 3 в передбачені, що зовнішній діаметр різьби знаходиться в інтервалі 16…30 мм. За [24, формула (4.29)] допустиме напруження на розтяг:

.

**4.** **В даному випадку нарізана частина вала працює як затягнутий болт без зовнішнього осьового навантаження. Розрахунковий діаметр різьби вала за [24, формула (4.16)]:**

.

За [24, табл. 4.1] приймаємо різьбу М20 з кроком *р* = 2,5 мм, для якої

.

**Задача 3.** Болт з ексцентричною головкою (рис. 4.4) має різьбу М24. Визначити, при якому зусиллі затяжки *F* еквівалентне напруження в небезпечній точці стержня болта буде дорівнювати допустимому [*σр*] *= 75* МПа*.* Ексцентриситет *е = 0,7 d*; коефі-цієнт тертя в різьбі *f = 0,15*. При розрахунку використовувати теорію міцності енергії формозмінення. Порівняти отри-мане значення *F* з допустимим для болта того ж діаметра, що має центральну головку.

*Розв’язання:* 1. Еквівалентне

Рис. 4.4

напруження (за теорією міцності енергії формозмінення) при роботі стержня болта на одночасну дію розтягу, згину та кручення:

.

Напруження від розтягу:

,

де внутрішній діаметр різьби *d1 = 20,1 мм*.

Напруження від згину в небезпечній точці поперечного перетину:

Рис.2

.

Напруження від кручення в небезпечній точці поперечного перетину:



,

де 

 ;

 

 Підставимо значення напружень в формулу для *σекв* та прирівняємо його до *[σр]*, отримаємо:

МПа.

2. Виразимо з отриманого рівняння *F*:

Н.

 Для болта з центральним навантаженням *σзг =* 0 тоді



Н.

Допустиме навантаження для болта з ексцентричною головкою виявилась на 83,3 % менше, ніж для центрально навантаженого болта.