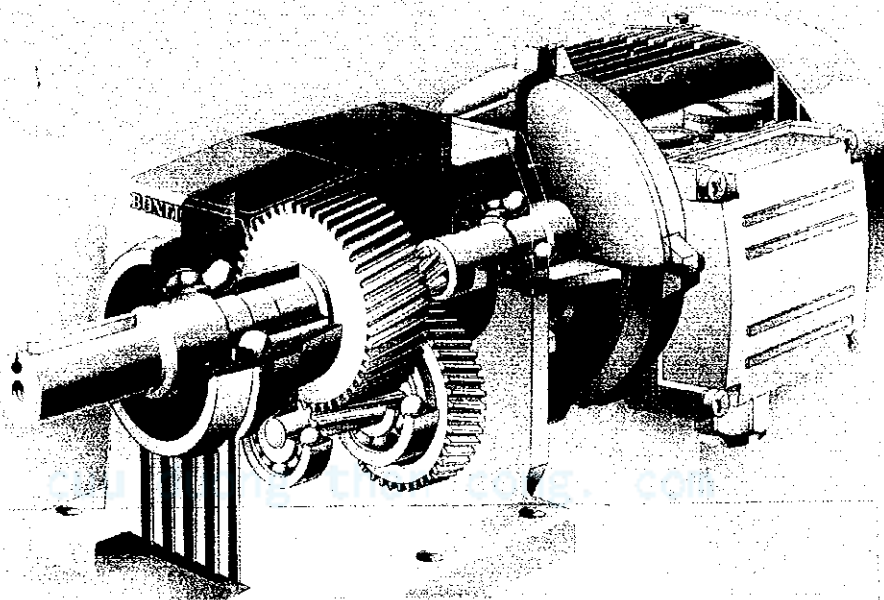


TRUNG TÂM CÔNG NGHỆ CAD/CAM
TRƯỜNG ĐẠI HỌC GIAO THÔNG VẬN TẢI
PGS. TS. AN HIỆP - PGS. TS. TRẦN VĨNH HÙNG
KS. NGUYỄN VĂN THIỆP

THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY



NHÀ XUẤT BẢN
GIAO THÔNG VẬN TẢI

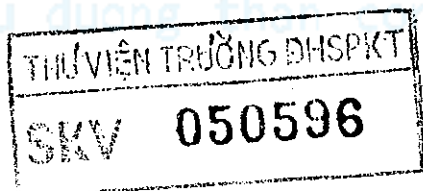
cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com



TRUNG TÂM CÔNG NGHỆ CAD/CAM
TRƯỜNG ĐẠI HỌC GIAO THÔNG VẬN TẢI
PGS. TS. AN HIỆP – PGS.TS. TRẦN VĂN HUNG – KS. NGUYỄN VĂN THIÊP

THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY TRÊN MÁY TÍNH



NHÀ XUẤT BẢN GIAO THÔNG VẬN TẢI
HÀ NỘI - 2006

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

LỜI NÓI ĐẦU

Thiết kế chi tiết máy có công dụng chung theo phương pháp truyền thống đã có rất nhiều tài liệu trình bày [1], [2], [3], [4], [5], [6]. Tuy nhiên thiết kế chi tiết máy có sự trợ giúp của máy tính hầu như chưa có một tài liệu nào được trình bày một cách tỷ mỉ đầy đủ bằng tiếng việt. Vì vậy chúng tôi đã biên soạn cuốn “**Thiết kế chi tiết máy trên máy tính**”.

Sách chia làm 2 phần. Phần I bao gồm các công thức tính toán, vật liệu và các tiêu chuẩn. Phần II hướng dẫn cách thực hiện trên máy tính. Chương trình tính toán và thiết kế này được cài đặt như là một môđun trong các phần mềm:

INVENTOR.10, môđun *Design Acclerator* – phần *Component Generators*: trợ giúp tính đồng thời thiết kế luôn chi tiết 3D. Phần *Mechanical Calculators*: chỉ trợ giúp tính và lấy kết quả.

SoLid Edge

Mech Soft (độc lập)

Cuốn sách này là tài liệu rất thích hợp cho kỹ sư của tất cả các ngành Cơ khí, đồng thời nó cũng phục vụ môn học Chi tiết máy và Đồ án môn học Thiết kế chi tiết máy của sinh viên các ngành Cơ khí.

Trong quá trình tự nghiên cứu sử dụng, nếu cần tư vấn, giải đáp xin liên hệ:

Trung tâm công nghệ CAD/CAM - Trường Đại học Giao thông vận tải.

Điện thoại: 04. 7669856, Fax: 04. 7669856

Các tác giả

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

PHẦN I

CÁC CÔNG THỨC TÍNH TOÁN

[cuu duong than cong. com](http://cuuduongthancong.com)

cuu duong than cong. com

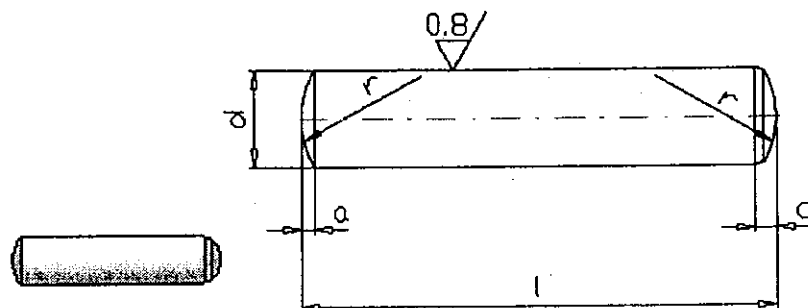
cuu duong than cong. com

CHƯƠNG 1

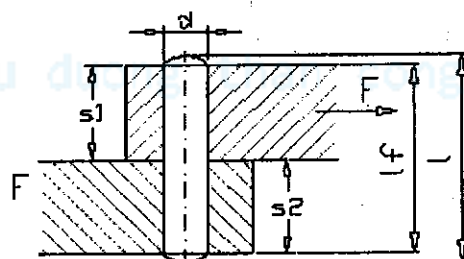
TÍNH TOÁN CÁC MỐI NỐI BẰNG CHỐT

Có 4 loại mối nối bằng chốt: mối nối chốt chặt, chốt nối ghép thanh kéo nằm trong ống trụ, chốt xuyên tâm các ống trụ lồng nhau và chốt chống xoay.

Kích thước hình học của chốt



1.1 CHỐT NỐI CHẶT



1.1.1 Chiều dài hoạt động (làm việc) của chốt

Chiều dài làm việc chốt (l_f) là phần chiều dài thực không kể phần vát cạnh và góc lượn hai đầu. Chiều dài hoạt động luôn chịu tải.

1.1.2 Công thức

Kiểm tra ứng suất cắt

$$\tau = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_A$$

Kiểm tra áp lực tiếp xúc

$$p_1 = \frac{F}{d \cdot s_1} \leq p_{1A}, \quad p_2 = \frac{F}{d \cdot s_2} \leq p_{2A}$$

Giải thích ký hiệu theo đơn vị Mét

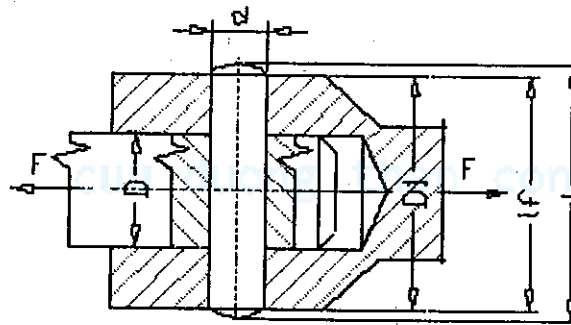
- τ : Ứng suất cắt (MPa)
- τ_A : Ứng suất cắt cho phép (MPa)
- d : Đường kính chốt (mm)
- p_1 : Áp lực lên trục (MPa)

- p_2 : Áp lực lên ống nối ngoài (MPa)
 p_{1A} : Áp lực cho phép lên trục (MPa)
 p_{2A} : Áp lực cho phép lên ống nối ngoài (MPa)
 s_1 : Độ dày tấm trên (mm)
 s_2 : Độ dày tấm dưới (mm)

Giải thích ký hiệu theo đơn vị Anh

- τ : Ứng suất cắt (Psi)
 τ_A : Ứng suất cắt cho phép (Psi)
 d : Đường kính chốt (in)
 p_1 : Áp lực lên trục (Psi)
 p_2 : Áp lực lên ống nối ngoài (Psi)
 p_{1A} : Áp lực cho phép lên trục (Psi)
 p_{2A} : Áp lực cho phép lên ống nối ngoài (Psi)
 s_1 : Độ dày tấm trên (in)
 s_2 : Độ dày tấm dưới (in)

1.2 CHỐT NỐI GHÉP THANH KÉO NẪM TRONG ỐNG TRỤ



1.2.1 Các giá trị theo kinh nghiệm

- $d = (0.2 - 0.3) D$
 $D_1 = (1.5 - 2) D$ (với thép và thép dúc)
 $D_1 = 2.5 D$ (với gang xám)

1.2.2 Độ dài làm việc của chốt

Độ dài làm việc của chốt l_f là độ dài thực không kể phần vát cạnh và góc lượn. Độ dài thực luôn chịu tải.

1.2.3 Công thức

Kiểm tra ứng suất cắt

$$\tau = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_A$$

Kiểm tra áp lực tiếp xúc

$$p_1 = \frac{F}{D \cdot d} \leq p_{1A}, \quad p_2 = \frac{F}{(D_1 - D) \cdot d} \leq p_{2A}$$

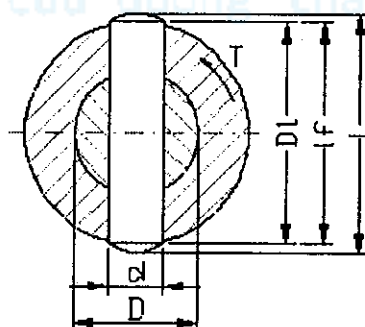
Giải thích ký hiệu theo đơn vị Mét

- τ : Ứng suất cắt (MPa)
- τ_A : Ứng suất cắt cho phép (MPa)
- d : Đường kính chốt (mm)
- p_1 : Áp lực lên thanh kéo (MPa)
- p_2 : Áp lực lên ống ngoài (MPa)
- p_{1A} : Áp lực cho phép lên ống ngoài (MPa)
- p_{2A} : Áp lực cho phép lên thanh kéo (MPa)
- D : Đường kính thanh kéo (mm)
- D_1 : Đường kính ống ngoài (mm)

Giải thích ký hiệu theo đơn vị Anh

- τ : Ứng suất cắt (Psi)
- τ_A : Ứng suất cắt cho phép (Psi)
- d : Đường kính chốt (Psi)
- p_1 : Áp lực lên thanh kéo (Psi)
- p_2 : Áp lực lên ống ngoài (Psi)
- p_{1A} : Áp lực cho phép lên ống ngoài (Psi)
- p_{2A} : Áp lực cho phép lên thanh kéo (Psi)
- D : Đường kính thanh kéo (in)
- D_1 : Đường kính ống ngoài (in)

1.3 CHỐT XUYỀN TÂM CÁC ỐNG TRỤ LÔNG NHAU



1.3.1 Các giá trị kinh nghiệm

$$d = (0.15 \div 0.35) D$$

$$D_1 = (1.5 - 2) D \text{ (với thép và thép đúc)}$$

$$D_1 = 2.5 D \text{ (với gang xám)}$$

1.3.2 Chiều dài làm việc của chốt

Chiều dài làm việc của chốt l_f là chiều dài thực không kể phần vát cạnh và góc lượn chiều dài làm việc luôn chịu tải.

1.3.3 Công thức tính theo hệ Mét

Mômen xoắn được truyền

$$T = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot P}{\pi \cdot n} \quad (\text{Nm})$$

Kiểm tra ứng suất cắt

$$\tau = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot D} \leq \tau_A \quad (\text{MPa})$$

Kiểm tra áp lực tiếp xúc

$$p_1 = \frac{6 \cdot 10^3 \cdot T}{D^2 \cdot d} \leq p_{1A}, \quad p_2 = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot T}{(D_1^2 - D^2) \cdot d} \leq p_{2A} \quad (\text{MPa})$$

Kiểm tra ứng suất xoắn

$$\tau_t = \frac{10^3 \cdot T}{W_t} \leq \tau_{At}, \quad W_t = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \cdot \left(1 - 0.9 \frac{d}{D}\right)$$

Trong đó:

- P : Công suất truyền (kW)
- T : Mômen xoắn (Nm)
- τ : Ứng suất cắt (MPa)
- τ_t : Ứng suất xoắn (MPa)
- τ_A : Ứng suất cắt cho phép (MPa)
- τ_{At} : Ứng suất xoắn cho phép (MPa)
- d : Đường kính chốt (mm)
- p_1 : Áp lực lên trục (MPa)
- p_2 : Áp lực lên ống nối ngoài (MPa)
- p_{1A} : Áp lực cho phép lên trục (MPa)
- p_{2A} : Áp lực cho phép lên ống nối ngoài (MPa)
- D : Đường kính trục (mm)
- D_1 : Đường kính ống nối ngoài (mm)

1.3.4 Công thức theo đơn vị đo của Anh

Mômen xoắn được truyền

$$T = \frac{30 \cdot 550 \cdot P}{\pi \cdot n} \quad (\text{Lbft})$$

Kiểm tra ứng suất cắt

$$\tau = \frac{4 \cdot 12 \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot D} \leq \tau_A \quad (\text{Psi})$$

Kiểm tra áp lực tiếp xúc

$$p_1 = \frac{6 \cdot 12 \cdot T}{D^2 \cdot d} \leq p_{1A}, \quad p_2 = \frac{4 \cdot 12 \cdot T}{(D_1^2 - D^2) \cdot d} \leq p_{2A} \quad (\text{Psi})$$

Kiểm tra ứng suất xoắn

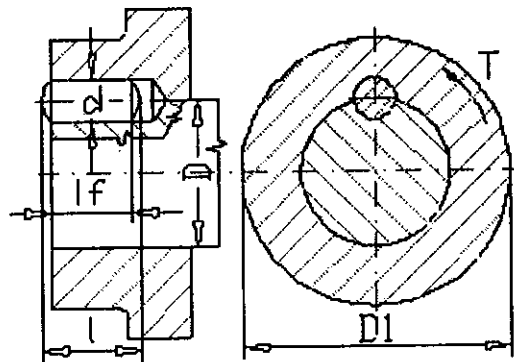
$$\tau_t = \frac{12 \cdot T}{W_t} \leq \tau_{At}, \quad W_t = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \cdot \left(1 - 0.9 \frac{d}{D}\right)$$

Trong đó:

- T : Mômen xoắn (Lbft)
- τ : Ứng suất cắt (Psi)
- τ_t : Ứng suất xoắn (Psi)
- τ_A : Ứng suất cắt cho phép (Psi)
- τ_{At} : Ứng suất xoắn cho phép (Psi)

- d : Đường kính chốt (in)
 p_1 : Áp lực lên trục (Psi)
 p_2 : Áp lực lên ống nối ngoài (Psi)
 p_{1A} : Áp lực cho phép lên trục (Psi)
 p_{2A} : Áp lực cho phép lên ống nối ngoài (Psi)
 D : Đường kính trục (in)
 D_1 : Đường kính ống nối ngoài (in)

1.4 CHỐT CHỐNG XOAY



1.4.1 Các giá trị kinh nghiệm

$$d = (0.12 - 0.25) D$$

$$l = (1 - 1.5) D$$

1.4.2 Chiều dài làm việc của chốt

Chiều dài làm việc l_f của chốt là chiều dài thực không kể phần vát cạnh và góc lượn chiều dài làm việc luôn chịu tải.

1.4.3 Công thức tính theo hệ Mét

Mômen xoắn được truyền

$$T = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot P}{\pi \cdot n} \quad (\text{Nm})$$

Kiểm tra ứng suất cắt

$$\tau = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{D \cdot d \cdot l} \leq \tau_A \quad (\text{MPa})$$

Kiểm tra áp lực tiếp xúc

$$p_1 = p_2 = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot T}{D \cdot d \cdot l} \leq p_{1A} \leq p_{2A} \quad (\text{MPa})$$

Trong đó:

- P : Công suất truyền (kW)
 n : Vận tốc (rpm)
 T : Mômen xoắn (Nm)
 τ : Ứng suất cắt (MPa)
 τ_A : Ứng suất cắt cho phép (MPa)

- d : Đường kính chốt (mm)
 p_1 : Áp lực lên trục (MPa)
 p_2 : Áp lực lên ống nối ngoài (MPa)
 p_{1A} : Áp lực cho phép lên trục (MPa)
 p_{2A} : Áp lực cho phép lên ống nối ngoài (MPa)
 D : Đường kính trục (mm)
 D_1 : Đường kính ống nối ngoài (mm)
 l : Chiều dài làm việc của chốt (mm)

1.4.4 Công thức theo đơn vị đo của Anh

Mômen xoắn được truyền

$$T = \frac{30 \cdot 550 \cdot P}{\pi \cdot n} \quad (\text{Lbft})$$

Kiểm tra ứng suất cắt

$$\tau = \frac{2 \cdot 12 \cdot T}{D \cdot d \cdot l} \leq \tau_A \quad (\text{Psi})$$

Kiểm tra áp lực tiếp xúc

$$p_1 = p_2 = \frac{4 \cdot 12 \cdot T}{D \cdot d \cdot l} \leq p_{1A} \leq p_{2A} \quad (\text{Psi})$$

Trong đó:

- P : Công suất truyền (HP)
 n : Vận tốc (rpm)
 T : Mômen xoắn (Lbft)
 τ : Ứng suất cắt (Psi)
 τ_t : Ứng suất xoắn (Psi)
 τ_A : Ứng suất cắt cho phép (Psi)
 d : Đường kính chốt (in)
 p_1 : Áp lực lên trục (Psi)
 p_2 : Áp lực lên ống nối ngoài (Psi)
 p_{1A} : Áp lực cho phép lên trục (Psi)
 p_{2A} : Áp lực cho phép lên ống nối ngoài (Psi)
 D : Đường kính trục (in)
 D_1 : Đường kính ống nối ngoài (in)
 l : Chiều dài làm việc của chốt (in)

1.4.5 Ứng suất cho phép của các mối nối bằng chốt

Vật liệu chi tiết	Bê (giàn) cố định P_A (MPa)			Bê (giàn) quay P_A (MPa)		
	Tĩnh	Lập lại	Đổi chiều	Tĩnh	Lập lại	Đổi chiều
Thép mác 37,42	84	65	50	30	24	12

Thép mác 50, 60 - mác cao và thép hợp kim	120	90	90	30	24	24
Thép đúc	80	60	40	30	24	12
Gang xám	70	50	30	40	32	16

Vật liệu chốt	Bê (giàn) cố định σ_{bA} (MPa)			Bê (giàn) quay τ_A (MPa)		
	Tĩnh	Lập lại	Đổi chiều	Tĩnh	Lập lại	Đổi chiều
11 373, 11 423, 11 110	80	55	35	50	35	25
11 500	110	80	50	70	50	35
11 600	130	95	60	85	60	42
11 700, 12 040	150	110	68	100	68	48

Chú ý: Trị số của chốt có rãnh thấp hơn 30%.
Trong đó:

p_A : Áp lực cho phép
 σ_{bA} : Ứng suất uốn cho phép
 τ_A : Ứng suất cắt cho phép

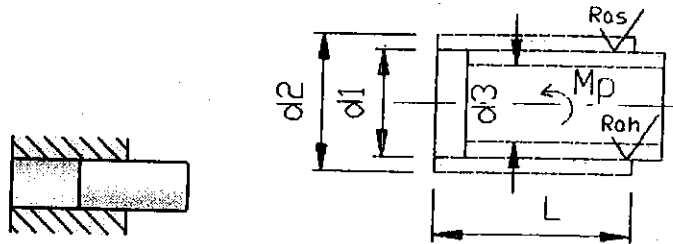
1.4.6 Ứng suất xoắn cho phép của trục

Vật liệu Với độ cứng HB Sức bền R_m (MPa)	Loại tải trọng xoắn	Trị số của ứng suất cho phép τ_{At} (MPa)
145 < HB < 250 500 < R_m < 850	Tĩnh	40
	Lập lại	28
	Đổi chiều	20
250 < HB < 350 850 < R_m < 1200	Tĩnh	56
	Lập lại	40
	Đổi chiều	28
HB > 350 R_m > 1200	Tĩnh	80
	Lập lại	56
	Đổi chiều	40

CHƯƠNG 2

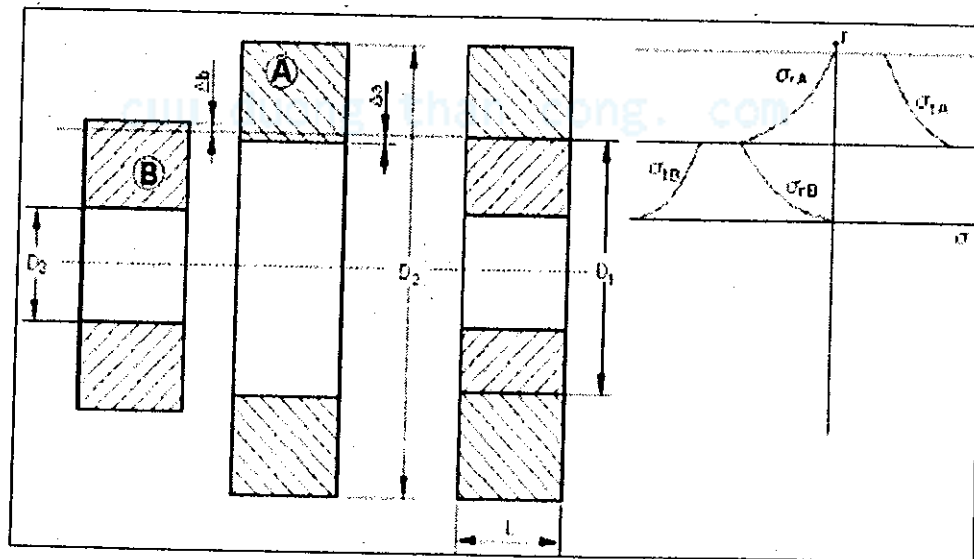
TÍNH TOÁN LẮP GHÉP CÓ ĐỘ DÔI

Thiết kế và kiểm tra các mối nối chịu áp lực, nóng hoặc nguội. Bao gồm tính toán các thông số hình học của mối nối, lắp ghép tối thiểu, lắp ghép chuẩn hoặc là lắp ghép do người sử dụng xác định, và chọn vật liệu các chi tiết chịu áp lực. Chương trình có thể thiết kế trục đặc và trục rỗng. Chúng ta có thể nhập vào các lực tác động, mômen và cánh tay đòn của lực.

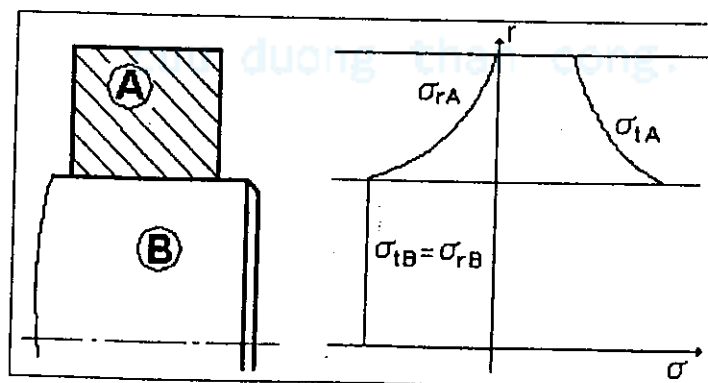


2.1 CÔNG THỨC TÍNH

Trục rỗng



Trục đặc



$$Q_A = \frac{D_2}{D_1} \quad Q_B = \frac{D_1}{D_3}$$

$$C_{IA} = \frac{1}{E_A} \cdot \left(\frac{Q_A^2 + 1}{Q_A^2 - 1} + \mu_A \right) \quad C_{IB} = \frac{1}{E_B} \cdot \left(\frac{Q_B^2 + 1}{Q_B^2 - 1} + \mu_B \right)$$

$$C_I = C_{IA} + C_{IB}$$

$$\Delta = p_T D_I C_I + H$$

Độ dôi tối thiểu cho phép

$$P'_{Tmin} = \frac{k \cdot F_P}{\pi \cdot D_I \cdot L \cdot v}$$

hoặc

$$P'_{Tmin} = \frac{2 \cdot k \cdot T_P}{\pi \cdot D_I^2 \cdot L \cdot v}$$

$$\Delta'_{min} = P'_{Tmin} \cdot D_I \cdot C_I + H = \frac{k \cdot F_P}{\pi \cdot L \cdot v} \cdot C_I + H = \frac{2 \cdot k \cdot T_P}{\pi \cdot D_I \cdot L \cdot v} \cdot C_I + H$$

Độ dôi tối đa cho phép

$$P'_{Amax} = \frac{Q_A^2 - 1}{\sqrt{3Q_A^4 + 1}} \cdot \sigma_A$$

$$P'_{Bmax} = \frac{1 - \frac{1}{Q_B^2}}{2} \cdot \sigma_B$$

Trục rỗng

Bất đẳng thức sau phải đúng

$$\Delta'_{max} \leq p'_{Amax} D_I C_I + H$$

$$\Delta'_{max} \leq p'_{Bmax} D_I C_I + H$$

Trục đặc

Bất đẳng thức sau phải đúng

$$\Delta'_{max} \leq p'_{Amax} D_I C_I + H$$

$$\Delta'_{max} \leq \sigma_B D_I C_I + H$$

Độ dôi tối thiểu từ 2 bất đẳng thức được chọn là độ dôi tối đa

2.2 TÍNH TOÁN THIẾT KẾ

Lắp ghép theo tiêu chuẩn phù hợp, chẳng hạn như tiêu chuẩn ISO, ANSI, JIS và các tiêu chuẩn khác. Độ dôi tối đa và tối thiểu cho phần tính toán khác được tính từ lắp ghép chọn lựa. nếu lắp ghép thích hợp không được chọn. Độ sai lệch sẽ được thể hiện và tính toán bằng số, bằng cách chia miền dung sai thành hai nửa.

Sự nở rộ đường kính ngoài của chi tiết ngoài

$$\varphi_A = \frac{2 \cdot D_2 \cdot p_T}{E_A \cdot (Q_A^2 - 1)} = \frac{2 \cdot Q_A}{E_A \cdot C_I (Q_A^2 - 1)} \cdot (\Delta - H)$$

Δ_{max} được thay thế cho Δ khi tính sự nở rộ lớn nhất của đường kính D_2 .

Δ_{\min} được thay thế cho Δ khi tính sự nở rộng bé nhất của đường kính D_2 .
Sự giảm đường kính trong của các chi tiết trong:

$$\varphi_B = \frac{2 \cdot D_3 \cdot p_T}{E_B \cdot \left(1 - \frac{1}{Q_B^2}\right)} = \frac{2 \cdot Q_B}{E_B \cdot C_1 (Q_B^2 - 1)} \cdot (\Delta - H)$$

Δ_{\max} được thay thế cho Δ khi tính giảm tối đa đường kính D_3 .

Δ_{\min} được thay thế cho Δ khi tính giảm tối thiểu đường kính D_2 .

Tính toán lực ép:

$$F_{\max} = p_{T\max} \cdot \pi \cdot D_1 \cdot L \cdot v_1 = (\Delta_{\max} - H) \cdot \frac{\pi \cdot L \cdot v_1}{C_1}$$

$$F_{\min} = p_{T\min} \cdot \pi \cdot D_1 \cdot L \cdot v_1 = (\Delta_{\min} - H) \cdot \frac{\pi \cdot L \cdot v_1}{C_1}$$

Tính nhiệt độ làm nóng của chi tiết ngoài:

$$t_A = t + \frac{\Delta_{\max} + V - \alpha_B \cdot D_1 (t_B - t)}{\alpha_A \cdot D_1}$$

Tính nhiệt độ làm nguội của chi tiết trong:

$$t_B = t + \frac{\Delta_{\max} + V - \alpha_A \cdot D_1 (t_A - t)}{\alpha_B \cdot D_1}$$

Trong đó:

- E_a : Mô đun đàn hồi
- E_b : Mô đun đàn hồi
- μ_A : Hệ số Poisson
- μ_B : Hệ số Poisson
- D_1 : Đường kính ngoài của chi tiết ngoài
- D_2 : Đường kính phần nối áp lực (đường kính danh nghĩa của lớp ráp tính được)
- D_3 : Đường kính trong của chi tiết trong
- L : Chiều dài phần nối áp lực
- F_p : Lực kẹp cần thiết
- T_p : Mômen xoắn do kẹp cần thiết
- k : Hệ số an toàn
- v : Hệ số kẹp
- v_1 : Hệ số kẹp trong quá trình chịu ép
- σ_A : Ứng suất cho phép của chi tiết ngoài
- σ_B : Ứng suất cho phép của chi tiết trong
- H : Lấp đúng
- V : Độ hở lắp ghép
- p_T : Áp lực tiếp xúc
- $p'_{T\min}$: Áp lực tiếp xúc cho phép tối thiểu
- $p_{T\min}$: Áp lực tiếp xúc cho phép tối thiểu
- $p_{T\max}$: Áp lực tiếp xúc lớn nhất
- $p'_{A\max}$: Áp lực cho phép lên lỗ của chi tiết ngoài
- $p'_{B\max}$: Áp lực cho phép lên trục của chi tiết trong
- Δ : Độ dôi

- Δ'_{\min} : Độ dôi tối thiểu cho phép
 Δ'_{\max} : Độ dôi tối đa cho phép
 Δ_{\min} : Độ dôi tối thiểu
 Δ_{\max} : Độ dôi tối đa
 α_A : Hệ số giãn nở vì nhiệt của vật liệu chi tiết ngoài
 α_B : Hệ số giãn nở vì nhiệt của vật liệu chi tiết trong
 t : Nhiệt độ cơ bản

2.3 HỆ SỐ KÉP

Hệ số kép có ảnh hưởng tới độ lớn của lực kép và mômen kép và đó là một hằng số cho mỗi phần nối áp lực cụ thể. Nó phụ thuộc vào hệ số ma sát trượt, sự biến dạng, tính không đồng nhất của vật liệu, phương pháp tạo nối áp lực, và các yếu tố khác. Hệ số kép lớn thì bị ảnh hưởng:

- Ở các phần nối áp lực không có bôi trơn
- Theo chiều dọc hơn là theo chiều vòng tròn
- Đối với lỏng hơn là đối với trượt
- Đối với nối áp lực làm theo phương pháp cơ hơn là đối với nối áp lực theo phương pháp giãn và ép.

2.4 CHẤT LƯỢNG BỀ MẶT

Ảnh hưởng đến cấp chính xác tại các bề mặt tiếp xúc và độ dôi hiệu dụng. Độ chính xác không được áp dụng cho các bề mặt nhẵn hoàn hảo. Đối với những bề mặt như thế độ dôi hiệu dụng bằng độ dôi tối thiểu và khả năng tải trọng tối đa.

Chất lượng bề mặt có được nhờ các phương pháp gia công cụ thể. Ra - hàng trên μ_m , hàng dưới μ_m .

	50 (2000)	25 (1000)	12,5 (500)	6.3 (250)	3.2 (125)	1.6 (63)	0.8 (32)	0.4 (16)	0.2 (8)	0.1 (4)	0.05 (2)	0.025 (1)	0.0125 (0.5)
Cắt bằng lửa													
Đẽo mẩu													
Cưa													
Bào, định dạng													
Khoan													
Phay hoá học													
Phóng điện													
Phay													
Chuốt (doa)													
Doa													
Tia điện tử													
Laser													
Điện hoá													
Tiện													



[illegible]

Các phạm vi chỉ trên đây là điển hình cho các quy trình được liệt kê. Các trị số cao hoặc thấp hơn có thể đạt được ở các điều kiện đặc biệt.

2.5 ĐỘ CHÍNH XÁC

Giảm độ dôi hiệu dụng. Vì chúng ta ít khi xác định trị số độ chính xác thực, hãy dùng trị số lớn nhất của nó trong tính toán, để độ chính xác của cả hai mặt tiếp xúc làm giảm chiều cao nhấp nhô tới một nửa. Độ chính xác phụ thuộc nhiều vào hình dạng bề mặt mà được xác định bởi phương pháp gia công. Trị số bé đối với các bề mặt được mài. Trị số độ chính xác trong tính toán được nhập theo đơn vị (mm) hoặc (inch). Độ chính xác nên được tính theo công thức:

$$H = R_{zA} + R_{zB} \cong 4 (R_{aA} + R_{aB})$$

Trong đó:

R_{7A} : Độ cao nhấp nhô bề mặt lỗ của chi tiết ngoài

R_{zB} : Độ cao nhấp nhô bề mặt trục của chi tiết trong

R_{aA} : Độ nhám bề mặt của lỗ

R_{aB} : Độ nhám bề mặt của trục

2.6 ĐỘ HỖ LẮP GHÉP

Xác định độ hở lắp ghép, là một thông số quan trọng để tính nhiệt độ làm nguội của trục và sự nóng ống nối. Trong công thức này giá trị D_1 luôn được dùng theo đơn vị milimét. Với tính toán theo tiêu chuẩn ANSI, giá trị được tính theo đơn vị inch

$$V = 0.01\sqrt{D_1}$$

Trong đó:

D_1 : Đường kính của phần nối áp lực (mm)

2.7 BẢNG VẬT LIỆU

Tên vật liệu	Môđun đàn hồi (MPa)	Ứng suất cho phép (MPa)	Hệ số Poisson (-)	Giãn nở vì nhiệt (1/°C)	Co vì nhiệt (1/°C)
Thép	2 100 000	310	0.3	0.000 011	-0.000 008 5
Gang dễ giát mỏng	95 000	55	0.3	0.000 010	-0.000 008
Đồng đỏ	125 000	40	0.3	0.000 016	-0.000 001 4
Đồng thau	80 000	40	0.3	0.000 018	-0.000 001 6
Đồng thanh	110 000	40	0.3	0.000 016	-0.000 001 4
Hợp kim nhôm	70 000	30	0.3	0.000 023	-0.000 001 8
Hợp kim magiê	41 000	30	0.3	0.000 026	-0.000 002 1
Gang	90 000	40	0.25	0.000 010	-0 000 008

Các vật liệu khác theo tiêu chuẩn CSN

Tên vật liệu	Môđun đàn hồi (MPa)	Ứng suất cho phép (MPa)	Hệ số Poisson (-)	Giãn nở vì nhiệt (1/°C)	Co vì nhiệt (1/°C)
11 600	2 100 000	300	0.3	0.000 011	-0 000 008 5
11 700	2 100 000	370	0.3	0.000 011	-0 000 008 5

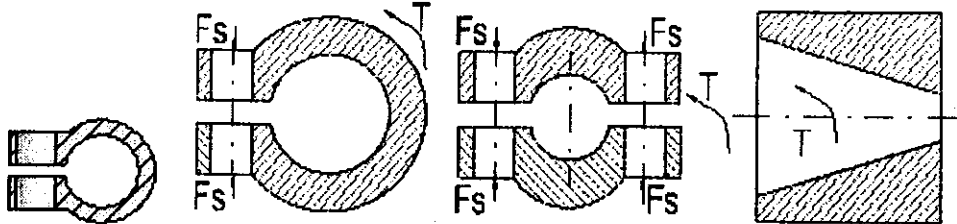
Các vật liệu khác theo tiêu chuẩn ANSI

Tên vật liệu	Môđun đàn hồi (Psi)	Ứng suất cho phép (Psi)	Hệ số Poisson (-)	Giãn nở vì nhiệt (1/°F)	Co vì nhiệt (1/°F)
Thép	$3.00 \cdot 10^7$	65 000	0.3	0.000 007	-0.000 007
Gang dễ giát mỏng	$1.59 \cdot 10^7$	20 000	0.33	0.000 010 4	-0.000 010 4
Đồng đỏ	$1.03 \cdot 10^7$	25 000	0.14	0.000 011 8	-0.000 011 8
Đồng thau	$6.30 \cdot 10^6$	15 000	0.33	0.000 013	-0.000 013
Đồng thanh	$2.76 \cdot 10^7$	18 000	0.28	0.000 014	-0.000 014
Hợp kim nhôm	$1.50 \cdot 10^7$	35 000	0.3	0.000 009 6	-0.000 009 6
Hợp kim magiê	$3.00 \cdot 10^7$	20 000	0.25	0.000 006	-0.000 006
Gang	$2.36 \cdot 10^7$	55 000	0.3	0.000 007 5	-0.000 007 5

CHƯƠNG 3

TÍNH TOÁN MỐI NỐI KẸP

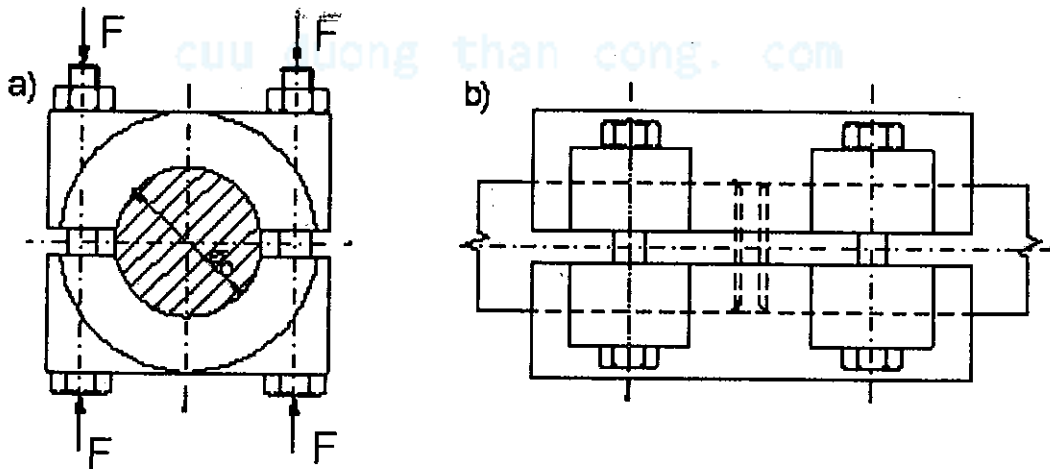
Thiết kế mối nối kẹp và tiến hành kiểm tra độ bền tại mối nối. Bao gồm loại mối nối với ống nối rời, ống nối một bên và mối nối hình côn.



3.1 MỐI NỐI BẰNG ỐNG NỐI RỜI

Lắp với độ dôi nhỏ H8/n7, H8/p7, H7/n6, H7/p6.

Các ống nối của mối nối kẹp hoặc tách rời hoặc cắt một bên. Các mối nối kẹp thích hợp cho việc truyền mômen xoắn bé hoặc trung bình. Với ống nối rời, chúng ta có thể vận chuyển phần ống nối trên trục mà không cần tháo rời trục.



3.1.1 Ống nối rời - công thức tính theo hệ mét

Áp lực tiếp xúc

$$p = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 1000 \cdot k_s \cdot M_k}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot v} \right)^2 + \left(\frac{k_s \cdot F_a}{\pi \cdot d \cdot l \cdot v} \right)^2} \quad (\text{MPa})$$

Chiều dài tối thiểu của ống nối

$$l_{\min} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 1000 \cdot k_s \cdot M_k}{\pi \cdot d^2 \cdot p_A \cdot v} \right)^2 + \left(\frac{k_s \cdot F_a}{\pi \cdot d \cdot p_A \cdot v} \right)^2} \quad (\text{mm})$$

Trị số theo kinh nghiệm: $l = (0.6 - 3)d$

Lực do một bulông tải

$$F = \frac{F_s}{i} = \frac{p \cdot l \cdot d}{i} \quad (N)$$

Kiểm tra độ bền

$$p \leq p_A$$

Trong đó:

- F_a : Lực hướng trục (N)
- M_k : Mômen xoắn (Nm)
- d : Đường kính trục (mm)
- p : Áp lực tiếp xúc tại mối nối (MPa)
- p_A : Áp lực cho phép (MPa)
- l : Chiều dài ống nối (mm)
- ν : Hệ số kẹp $\nu = 0.008$ đến 0.1
- k_s : Hệ số an toàn trượt
- F : Lực do một bulông chịu tải (N)
- F_s : Lực do tất cả bulông tải (N)
- i : Tổng số bulông

3.1.2 Ống nối rời - công thức tính theo đơn vị Anh

Áp lực tiếp xúc

$$p = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 12 \cdot k_s \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot \nu} \right)^2 + \left(\frac{k_s \cdot F_a}{\pi \cdot d \cdot l \cdot \nu} \right)^2} \quad (\text{Psi})$$

Chiều dài tối thiểu của ống nối

$$l_{\min} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 12 \cdot k_s \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot p_A \cdot \nu} \right)^2 + \left(\frac{k_s \cdot F_a}{\pi \cdot d \cdot p_A \cdot \nu} \right)^2} \quad (\text{in})$$

Trị số theo kinh nghiệm: $l = (0.6 - 3)d$

Lực do một bulông tải

$$F = \frac{F_s}{i} = \frac{p \cdot L \cdot d}{i} \quad (\text{Lb})$$

Kiểm tra độ bền

$$p \leq p_A$$

Trong đó:

- F_a : Lực hướng trục (Lb)
- T : Mômen xoắn (Lbft)
- d : Đường kính trục (in)
- p : Áp lực tiếp xúc tại mối nối (Psi)
- p_A : Áp lực cho phép (Psi)
- l : Chiều dài ống nối (in)
- ν : Hệ số kẹp, $\nu = 0.008$ đến 0.1
- k_s : Hệ số an toàn trượt
- F : Lực do một bulông chịu tải (Lb)
- F_s : Lực do tất cả bulông tải (Lb)
- i : Tổng số bulông

3.2 ỐNG NỐI XẺ MỘT BÊN

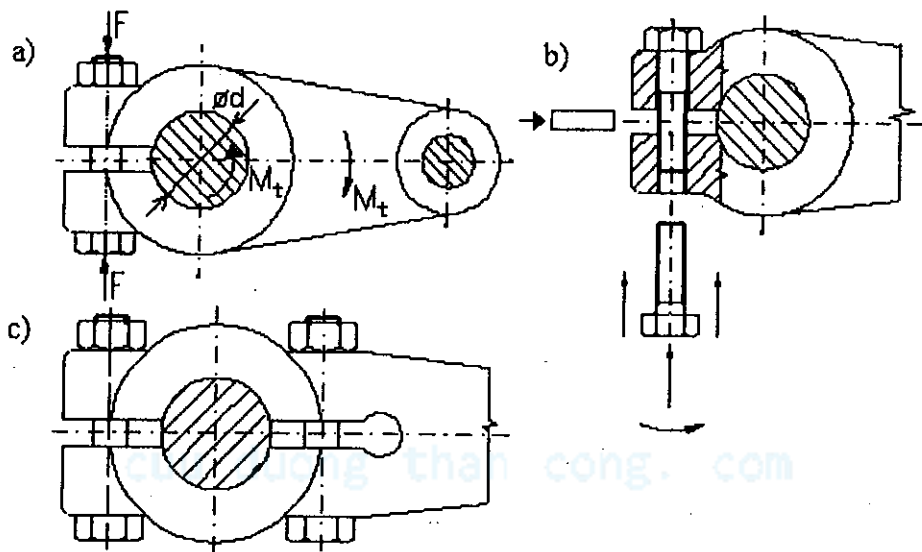
Dung sai lắp ghép: H8/j7, H8/k7, H7/j6, H7/k6.

3.2.1 Mỗi nối xẻ một bên

Công thức tính theo đơn vị hệ Mét

Công thức tính theo đơn vị hệ Anh

Ứng suất cho phép đối với mỗi nối ống nối (mayơ) với trục với tính toán theo đơn vị hệ Mét và đơn vị hệ Anh.



3.2.2 Ống nối xẻ một bên - công thức tính theo đơn vị hệ Mét

Áp lực tiếp xúc

$$p = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 1000 \cdot k_s \cdot M_k}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot v}\right)^2 + \left(\frac{k_s \cdot F_a}{\pi \cdot d \cdot l \cdot v}\right)^2} \quad (\text{MPa})$$

Chiều dài tối thiểu của ống nối

$$l_{\min} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 1000 \cdot k_s \cdot M_k}{\pi \cdot d^2 \cdot p_A \cdot v}\right)^2 + \left(\frac{k_s \cdot F_a}{\pi \cdot d \cdot p_A \cdot v}\right)^2} \quad (\text{mm})$$

Giá trị theo kinh nghiệm: $l = (0,6 - 3) \cdot d$

Lực do một bulông tải

$$F = \frac{p \cdot l \cdot d \cdot c}{i \cdot (c + b)} \quad (\text{N})$$

Kiểm tra độ bền

$$p \leq p_A$$

Trong đó:

- F_a : Lực hướng trục (N)
- M_k : Mômen xoắn (Nm)
- d : Đường kính trục (mm)
- p : Áp lực tiếp xúc tại mối nối (MPa)
- p_A : Áp lực cho phép (MPa)
- l : Chiều dài ống nối (mm)
- ν : Hệ số kẹp, $\nu = 0.008$ đến 0.1
- k_s : Hệ số an toàn trượt
- F : Lực do một bulông chịu tải (N)
- i : Tổng số bulông

3.2.3 Ống nối xẻ một bên - công thức tính theo đơn vị hệ Anh

Áp lực tiếp xúc

$$p = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 12 \cdot k_s \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot \nu}\right)^2 + \left(\frac{k_s \cdot F_a}{\pi \cdot d \cdot l \cdot \nu}\right)^2} \quad (\text{Psi})$$

Chiều dài tối thiểu của ống nối

$$l_{\min} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 12 \cdot k_s \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot p_A \cdot \nu}\right)^2 + \left(\frac{k_s \cdot F_a}{\pi \cdot d \cdot p_A \cdot \nu}\right)^2} \quad (\text{in})$$

Trị số gợi ý nên dùng: $l = (0.6 - 3) d$

Lực do một bulông tải

$$F = \frac{p \cdot l \cdot d \cdot c}{i \cdot (c + b)} \quad (\text{Lb})$$

Kiểm tra độ bền

$$p \leq p_A$$

Trong đó:

- F_a : Lực hướng trục (Lb)
- T : Mômen xoắn (Lbft)
- d : Đường kính trục (in)
- p : Áp lực tiếp xúc tại mối nối (Psi)
- p_A : Áp lực cho phép (Psi)
- l : Chiều dài ống nối (in)
- ν : Hệ số kẹp, $\nu = 0.008$ đến 0.1
- k_s : Hệ số an toàn trượt
- F : Lực do một bulông chịu tải (Lb)
- i : Tổng số bulông

CHƯƠNG 4

MỐI NỐI HÌNH CÔN

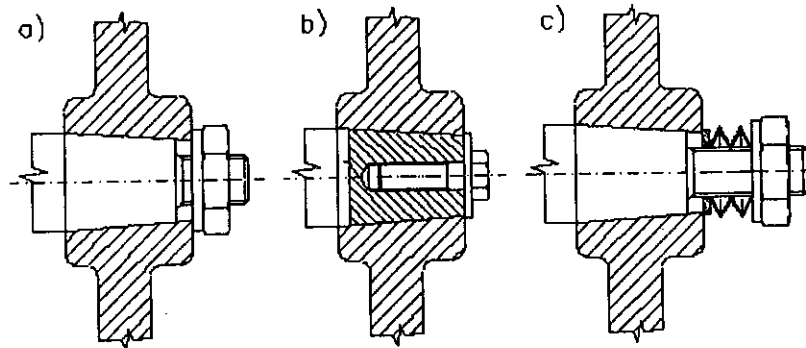
Ở mối nối hình côn, ống nối chịu ép lên đầu hình côn của trục.

Công thức tính theo đơn vị hệ Mét

Công thức tính theo đơn vị hệ Anh

Ứng suất cho phép đối với ống nối và trục theo cả tính toán đơn vị hệ Mét và đơn vị hệ

Anh.



4.1 MỐI NỐI HÌNH CÔN - CÔNG THỨC TÍNH THEO ĐƠN VỊ MÉT

Tỉ số côn

$$C = 1 : \chi = \frac{D-d}{l} = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$$

Độ dốc côn

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{D-d}{2l}$$

Đường kính côn trung bình

$$d_s = \frac{d+D}{2} \quad (\text{mm})$$

Áp lực yêu cầu lên mối nối

$$p = \frac{2 \cdot 1000 \cdot k_s \cdot M_k \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\pi \cdot d_s^2 \cdot l \cdot v} \quad (\text{Mpa})$$

Lực ép yêu cầu

$$F_s = \pi \cdot d_s \cdot l \cdot p \cdot \operatorname{tg}\left(\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \varphi\right) = \pi \cdot d_s \cdot l \cdot p \cdot \frac{\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) + v}{1 - \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot v} \quad (\text{N})$$

Lực nhả mối nối

$$F_{s1} = \pi \cdot d_s \cdot l \cdot p \cdot \operatorname{tg}\left(\varphi - \left(\frac{\alpha}{2}\right)\right) = \pi \cdot d_s \cdot l \cdot p \cdot \frac{\varphi - \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{1 + v \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (\text{N})$$

Kiểm tra độ bền

$$p \leq p_A$$

Trong đó:

- M_k : Mômen xoắn (Nm)
- d : Đường kính trục nhỏ (mm)
- D : Đường kính trục lớn (mm)
- p : Áp lực tiếp xúc tại mỗi nối (MPa)
- p_A : Áp lực cho phép (MPa)
- l : Chiều dài ống nối (mm)
- ν : Hệ số kẹp, $\nu = 0.05$ đến 0.15
- k_s : Hệ số an toàn trượt
- φ : Góc ma sát, $\varphi = \arctg f$
- f : Hệ số ma sát

4.2 MỐI NỐI HÌNH CÔN - CÔNG THỨC TÍNH THEO ĐƠN VỊ ANH

Tỉ số côn

$$C = 1 : \chi = \frac{D - d}{l} = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$$

Độ dốc côn

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{D - d}{2l}$$

Đường kính côn trung bình

$$d_s = \frac{d + D}{2} \quad (\text{in})$$

Áp lực yêu cầu lên mỗi nối

$$p = \frac{2 \cdot 1000 \cdot k_s \cdot T_k \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\pi \cdot d_s^2 \cdot l \cdot \nu} \quad (\text{Psi})$$

Lực ép yêu cầu

$$F_s = \pi \cdot d_s \cdot l \cdot p \cdot \operatorname{tg}\left(\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \varphi\right) = \pi \cdot d_s \cdot l \cdot p \cdot \frac{\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \nu}{1 - \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot \nu} \quad (\text{Lb})$$

Lực nhả mối nối

$$F_{sl} = \pi \cdot d_s \cdot l \cdot p \cdot \operatorname{tg}\left(\varphi - \left(\frac{\alpha}{2}\right)\right) = \pi \cdot d_s \cdot l \cdot p \cdot \frac{\nu - \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{1 + \nu \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (\text{Lb})$$

Kiểm tra độ bền

$$p \leq p_A$$

Trong đó:

- T_k : Mômen xoắn (Lbft)
- d : Đường kính trục nhỏ (in)
- D : Đường kính trục lớn (in)
- p : Áp lực tiếp xúc tại mỗi nối (Psi)

p_A : Áp lực cho phép (Psi)
 l : Chiều dài ống nối (in)
 ν : Hệ số kẹp, $\nu = 0.05$ đến 0.15
 k_s : Hệ số an toàn trượt
 φ : Góc ma sát, $\varphi = \arctg f$
 f : Hệ số ma sát

4.3 ỨNG SUẤT CHO PHÉP CỦA CÁC MỐI NỐI

4.3.1 Mối nối ống nối với trục được tính theo đơn vị hệ Mét

Vật liệu trục	Áp lực cho phép p_A (MPa)		
	Tính	Lập lại	Đổi chiều
Thép mác 37, 42 , thép cắt	90	63	45
Thép mác 50	125	90	56
Thép mác 60	160	100	63
Thép mác 70, mác cao và hợp kim thép	180	110	70
Thép đúc	80	56	40
Gang xám	70	50	32
Đồng thanh thiếc	32	22	16

4.3.2 Mối nối ống nối với trục được tính theo đơn vị hệ Anh

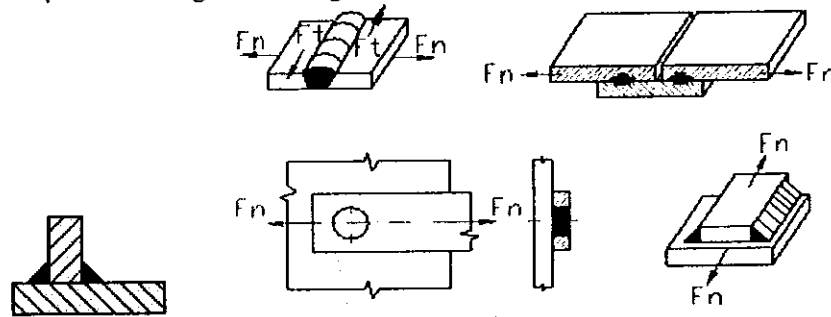
Vật liệu trục	Áp lực cho phép p_A (Psi)		
	Tính	Lập lại	Đổi chiều
Thép mác 37, 42 , thép cắt	12.800	8.960	6.400
Thép mác 50	17.780	12.800	7.960
Thép mác 60	22.750	14.220	8.960
Thép mác 70, mác cao và hợp kim thép	25.600	15.645	9.960
Thép đúc	11.380	7.965	5.690
Gang xám	9.960	7.110	4.450
Đồng thanh thiếc	4.550	61.330	2.275

CHƯƠNG 5

MỐI GHÉP HÀN

5.1 TÍNH TOÁN MỐI HÀN

Áp dụng cho thiết kế và kiểm tra hàn nút, hàn xẻ rãnh, hàn điểm, hàn góc, và hàn giáp mối. Phép tính toán có thể kiểm tra các loại hàn điển hình chịu tác dụng bởi nhiều loại lực tác dụng khác nhau. Chúng ta có thể thiết kế thông số hình học cho mối hàn, chiều dày tối thiểu của vật liệu và kiểm tra độ bền. Chúng ta có thể ghi tính toán của mình vào một tệp xác định. (*.Cal).



5.2 TÍNH TOÁN MỐI HÀN CHỊU TẢI TRỌNG TĨNH

5.2.1 Phương pháp tính toán theo tiêu chuẩn

Phương pháp tính toán theo tiêu chuẩn cho phép kiểm tra độ bền mối hàn bằng cách so sánh trực tiếp ứng suất tính được như ứng suất pháp, ứng suất cắt hoặc ứng suất hợp thành với ứng suất cho phép. Các loại mối hàn, thiết kế và tải trọng có thể được kiểm tra bằng các công thức sau:

$$\sigma \leq \sigma_{Al}, \quad \tau \leq \tau_{Al}, \quad \sigma_R \leq \sigma_{Al}$$

Trong đó các công thức cho tải trọng an toàn của mối hàn

$$S_{Al} = S_Y / n_S \quad \text{hoặc} \quad t_{Al} = S_Y / n_S$$

Độ lớn của ứng suất cho phép, và tiếp theo là độ an toàn tối thiểu cho mối nối đều phụ thuộc vào loại ứng suất làm việc. Chẳng hạn như loại mối hàn, thiết kế mối hàn và tải trọng của mối hàn. Phương pháp này là cho những người nhiều kinh nghiệm, có thể ước lượng chính xác được độ lớn tối thiểu của nhân tố an toàn của mối hàn (theo loại, thiết kế và tải trọng của mối hàn).

5.2.2 Phương pháp so sánh ứng suất

Ứng suất cho phép được so sánh với một ứng suất phụ trợ được chọn từ các ứng suất thành phần đã được tính bằng cách dùng hệ số chuyển đổi của mối hàn khi thực hiện kiểm tra độ bền theo phương pháp này. Kiểm tra độ bền có thể được miêu tả theo công thức: $S_s \leq S_{Al}$. Trong đó tải trọng cho phép của mối hàn là: $S_{Al} = S_Y / n_S$. n_S có thể lấy trong khoảng: 1,25 đến 2.

Phương pháp này dùng cho người ít kinh nghiệm.

5.3 CÁC THÔNG SỐ TÍNH TOÁN MỐI HÀN

5.3.1 Chiều dài tính toán của mối hàn

Diện tích tính toán của mối hàn có ảnh hưởng nhiều đến sức bền của mối hàn. Nói chung trị số này là bội của chiều dài mối hàn và chiều cao mối hàn. Đối với phần giảm diện tích ở đầu và cuối mối hàn để tính toán chính xác hơn, tốt hơn là nên dùng phần chiều dài tính toán có diện tích được nêu ra.

Chiều dài tính toán được xác định bởi công thức $L' = L - 2s$ đối với mối hàn giáp mối và $L' = L - 2a$ đối với mối hàn góc, trong đó:

s: Chiều dày bé hơn của các chi tiết được hàn

a: Chiều cao của mối hàn góc

Chiều dài tính toán của mối hàn góc được dùng trong phạm vi $L' = (3a \dots 35a)$.

Việc chuyển đổi này không có ảnh hưởng đối với mối hàn ngoại biên, ở đó chiều dài tính toán của mối hàn luôn luôn đầy đủ.

5.3.2 Độ dày bích và thân được bỏ qua

Độ dày bích và thân có thể bỏ qua trong các tính toán dầm có tiết diện chữ T hoặc I, được nối bởi các mối hàn góc. Nên tắt tùy chọn trên máy tính để tính chính xác hơn hoặc cho các tiết diện đặc biệt.

5.3.3 Xét sự phân bố ứng suất cắt

Với dầm được nối bởi hàn góc và chịu tải bởi lực cắt, và để tính toán chính xác hơn chúng ta dùng lý thuyết phân bố ứng suất cắt trong phạm vi tính toán. Theo lý thuyết này, lực cắt được tác dụng lên mối hàn song song với phương ứng suất. Ứng suất được tính bằng cách dùng công thức $\tau = F_V / A_s$.

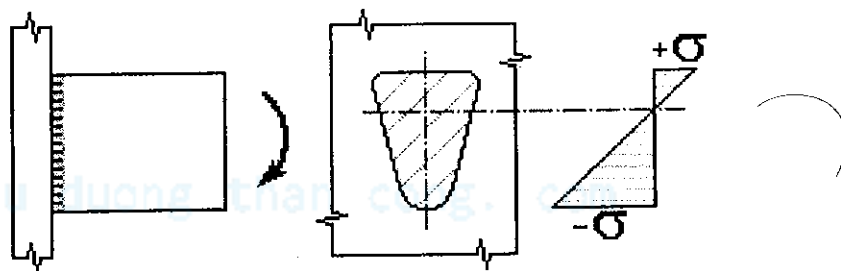
Trong đó:

F_V : Lực cắt

A_s : Chiều cao tính toán của mối hàn

5.3.4 Chỉ giá trị dương từ mômen uốn được xét

Với dầm được nối bởi các mối hàn góc và chịu tải với mômen uốn, ứng suất pháp sinh ra trong mối hàn. Sau đây là hình vẽ sơ đồ ứng suất.



Ứng suất lớn nhất sinh ra tại các điểm ngoài, là ở chỗ xa nhất so với trục trung hoà. Với các mối hàn đối xứng dọc theo trục trung hoà các ứng suất này là như nhau. Với các mối hàn không đối xứng ứng suất có thể lớn hơn. Thông thường chương trình kiểm tra một giá trị lớn hơn từ các đỉnh này trong quá trình kiểm tra độ bền, không xét đến hướng ứng suất.

Khi khả năng tải trọng của mối nối hàn được xét, ứng suất kéo có tầm quan trọng lớn áp dụng chỉ với tính toán tĩnh bởi vì không có sự khác nhau giữa giá trị dương và âm đối với tính toán mỏi.

5.4 TÍNH TOÁN MỐI HÀN GIÁP MỐI

5.4.1 Mối hàn giáp mối chịu lực pháp tuyến



Ứng suất pháp

$$\sigma_1 = \frac{F_n}{A} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

F_n : Lực pháp tuyến (N, Lb)

A : Diện tích tính toán mối hàn (mm^2 , in^2)

Ứng suất tính toán

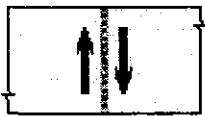
$$\sigma_s = \frac{\sigma_1}{\alpha_1} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

σ_1 : Ứng suất pháp (Mpa, Psi)

α_1 : Hệ số của mối hàn

5.4.2 Mối hàn giáp mối chịu lực cắt



Ứng suất cắt

$$\tau_1 = \frac{F_t}{A} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

F_t : Lực cắt (N, Lb)

A : Diện tích tính toán mối hàn (mm^2 , in^2)

Ứng suất tính toán

$$\sigma_s = \frac{\tau_1}{\alpha_2} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

τ : Ứng suất cắt (Mpa, Psi)

α_2 : Hệ số mối hàn

5.4.3 Mối hàn giáp mối chịu lực uốn lên mặt phẳng chứa mối hàn



Ứng suất pháp

$$\sigma_2 = \frac{u.M_1}{W} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- u : Hằng số
 - u = 1000 nếu tính theo đơn vị Mét
 - u = 12 nếu tính theo đơn vị Anh
 M₁ : Mômen uốn (Nm, Lbft)
 W : Môđun tiết diện của diện tích tính toán của mối hàn (mm³, in³)

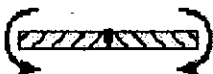
Ứng suất tính toán

$$\sigma_s = \frac{\sigma_2}{\alpha_1} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- σ₂ : Ứng suất pháp (Mpa, Psi)
 α₁ : Hệ số mối hàn

5.4.4 Mối hàn giáp mối chịu lực uốn theo mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng chứa mối hàn



Ứng suất pháp

$$\sigma_3 = \frac{u.M_2}{W} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- u : Hằng số
 - u = 1000 nếu tính theo đơn vị Mét
 - u = 12 nếu tính theo đơn vị Anh
 M₂ : Mômen uốn (Nm, Lbft)
 W : Môđun tiết diện của diện tích tính toán của mối hàn (mm³, in³)

Ứng suất tính toán

$$\sigma_s = \frac{\sigma_3}{\alpha_1} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- σ₃ : Ứng suất pháp (Mpa, Psi)
 α₁ : Hệ số mối hàn

5.4.5 Mối hàn giáp mối chịu lực kết hợp

Ứng suất tương đương

$$\sigma_R = \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2 + 3.(\tau)^2} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- σ₁, σ₂, σ₃ : Ứng suất pháp (Mpa, Psi)
 τ : Ứng suất cắt (Mpa, Psi)

Ứng suất tính toán

$$\sigma_s = \sqrt{\left(\frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{\alpha_1}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{\tau}{\alpha_2}\right)^2} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$: Ứng suất pháp (Mpa, Psi)
 τ : Ứng suất cắt (Mpa, Psi)
 α_1, α_2 : Các hệ số mối hàn

5.4.6 Mối hàn giáp mối chịu lực xoắn



Ứng suất cắt

$$\tau_{\max} = \frac{u \cdot T}{W} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- u : Hằng số
 - $u = 1000$ nếu tính theo đơn vị Mét
 - $u = 12$ nếu tính theo đơn vị Anh
 T : Mômen xoắn (Nm, Lbft)
 W : Môđun tiết diện của diện tích tính toán của mối hàn (mm^3, in^3)

Ứng suất tính toán

$$\sigma_s = \frac{\tau_{\max}}{\alpha_2} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- τ_{\max} : Ứng suất cắt (Mpa, Psi)
 α_2 : Hệ số mối hàn
 A : Diện tích tính toán mối hàn (mm^2, in^2)
 F_n : Lực pháp tuyến (N, Lb)
 F_t : Lực cắt (N, Lb)
 M_1, M_2 : Mômen uốn (Nm, Lbft)
 s : Chiều dày tấm (mm, in)
 T : Mômen xoắn (Nm, Lbft)
 W : Môđun tiết diện của diện tích tính toán mối hàn (mm^3, in^3)
 α_1, α_2 : Hệ số của mối hàn

5.4.7 Tính mối hàn giáp mối xiên



Ứng suất pháp

$$\sigma = \frac{F \cdot \cos \delta}{A} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- F : Lực tác động (N, Lb)
 δ : Góc xiên của mối hàn (°)
 A : Diện tích tính toán của mối hàn (mm², in²)

Ứng suất cắt

$$\tau = \frac{F \cdot \sin \delta}{A} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- F : Lực tác động (N, Lb)
 δ : Góc xiên của mối hàn (°)
 A : Diện tích tính toán của mối hàn (mm², in²)

Ứng suất tương đương

$$\sigma_R = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- σ : Ứng suất pháp (Mpa, Psi)
 τ : Ứng suất cắt (Mpa, Psi)

Ứng suất tính toán

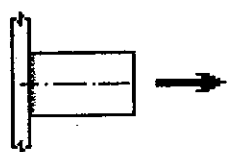
$$\sigma_S = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{\alpha_1}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{\tau}{\alpha_2}\right)^2} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- σ : Ứng suất pháp (Mpa, Psi)
 τ : Ứng suất cắt (Mpa, Psi)
 α₁, α₂ : Các hệ số mối hàn
 A : Diện tích tính toán của mối hàn (mm², in²)
 F : Lực tác động (N, Lb)
 α₁, α₂ : Các hệ số mối hàn
 δ : Góc xiên của mối hàn (°)

5.5 TÍNH TOÁN MỐI HÀN HAI TẤM VUÔNG GÓC

5.5.1 Mối hàn hai tấm vuông góc chịu lực pháp tuyến



Ứng suất pháp

$$\sigma_1 = \frac{F_z}{A} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- F_z : Lực hướng trục (N, Lb)
 A : Diện tích tính toán của mối hàn (mm², in²)

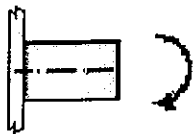
Ứng suất tính toán

$$\sigma_s = \frac{\sigma_1}{\alpha_1} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- σ_1 : Ứng suất pháp (Mpa, Psi)
 α_1 : Hệ số chuyển đổi của mối nối hàn

5.5.2 Mối hàn hai tấm vuông góc chịu tải bởi mômen uốn



Ứng suất pháp

$$\sigma_2 = \frac{u \cdot M}{W} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- u : Hằng số
 - $u = 1000$ nếu tính theo đơn vị Mét
 - $u = 12$ nếu tính theo đơn vị Anh
 M : Mômen uốn (Nm, Lbft)
 W : Môđun tiết diện của diện tích tính toán của mối hàn (mm^3 , in^3)

Ứng suất tính toán

$$\sigma_s = \frac{\sigma_2}{\alpha_1} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- σ_2 : Ứng suất pháp (Mpa, Psi)
 α_1 : Hệ số chuyển đổi của mối nối hàn

5.5.3 Mối hàn hai tấm vuông góc chịu tải bởi lực uốn



Ứng suất pháp

$$\sigma_3 = \frac{F_y \cdot e}{W} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- F_y : Lực uốn (N, Lb)
 e : Khoảng cách từ điểm đặt lực đến mối hàn (cánh tay đòn) (mm, in)
 W : Môđun tiết diện của diện tích tính toán của mối hàn (mm^3 , in^3)

Ứng suất cắt

$$\tau = \frac{F_z}{A} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

F_z : Lực hướng trục (N, Lb)
 A : Diện tích tính toán của mối hàn (mm^2 , in^2)

Ứng suất tương đương

$$\sigma_R = \sqrt{\sigma_3^2 + 3\tau^2} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

σ_3 : Ứng suất pháp (Mpa, Psi)
 τ : Ứng suất cắt (Mpa, Psi)
 α_1, α_2 : Hệ số chuyển đổi của mối nối hàn

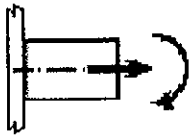
Ứng suất tính toán

$$\sigma_S = \sqrt{\left(\frac{\sigma_3}{\alpha_1}\right)^2 + 3\left(\frac{\tau}{\alpha_2}\right)^2} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

σ_1, σ_2 : Các ứng suất pháp (Mpa, Psi)
 τ : Ứng suất cắt (Mpa, Psi)
 α_1 : Hệ số chuyển đổi của mối nối hàn

5.5.4 Mối hàn hai tấm vuông góc chịu tải trọng kết hợp kéo, mômen uốn



Tổng ứng suất pháp

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

σ_1, σ_2 : Ứng suất pháp (Mpa, Psi)
 τ : Ứng suất cắt (Mpa, Psi)

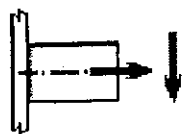
Ứng suất tính toán

$$\sigma_S = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{\alpha_1} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

σ_1, σ_2 : Ứng suất pháp (Mpa, Psi)
 τ : Ứng suất cắt (Mpa, Psi)
 α_1 : Hệ số chuyển đổi của mối nối hàn

5.5.5 Mối hàn hai tấm vuông góc chịu tải trọng kết hợp kéo, lực uốn



Ứng suất tương đương

$$\sigma_R = \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_3)^2 + 3.(\tau)^2} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

σ_1, σ_3 : Các ứng suất pháp (Mpa, Psi)

τ : Ứng suất cắt (Mpa, Psi)

Ứng suất tính toán

$$\sigma_S = \sqrt{\left(\frac{\sigma_1 + \sigma_3}{\alpha_1}\right)^2 + 3.\left(\frac{\tau}{\alpha_2}\right)^2} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

σ_1, σ_3 : Các ứng suất pháp (Mpa, Psi)

τ : Ứng suất cắt (Mpa, Psi)

α_1, α_2 : Hệ số chuyển đổi của mối nối hàn

A : Diện tích tính toán mối hàn (mm^2, in^2)

F_z : Lực hướng trục (N, Lb)

F_y : Lực uốn (N, Lb)

e : Cánh tay đòn của lực (mm, in)

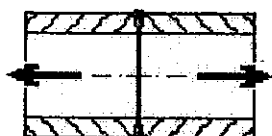
M : Mômen uốn (Nm, Lbft)

W : Môđun tiết diện của diện tích tính toán mối hàn (mm^3, in^3)

α_1, α_2 : Hệ số chuyển đổi của mối nối hàn

5.6 TÍNH TOÁN ỐNG CHỊU TẢI, NỐI BẰNG HÀN GIÁP MỐI QUANH BIÊN

5.6.1 Mối hàn giáp mối quanh biên chịu tải lực pháp tuyến



Ứng suất pháp tuyến

$$\sigma = \frac{F_z}{A} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

F_z : Lực hướng trục (N, Lb)

A : Diện tích tính toán của mối hàn (mm^2, in^2)

Ứng suất tính toán

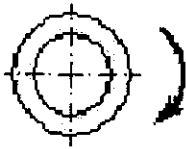
$$\sigma_S = \frac{\sigma}{\alpha_1} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

σ : Ứng suất pháp tuyến (Mpa, Psi)

α_1 : Hệ số chuyển đổi của mối hàn

5.6.2 Mối hàn giáp mối quanh biên chịu tải do mômen xoắn



Ứng suất cắt

$$\tau = \frac{u.T}{W} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- u : Hằng số
 - $u = 1000$ nếu tính theo đơn vị Mét
 - $u = 12$ nếu tính theo đơn vị Anh
 T : Mômen xoắn (Nm, Lbft)
 W : Môđun tiết diện của diện tích tính toán của mối hàn (mm^3, in^3)

Ứng suất tính toán

$$\sigma_s = \frac{\tau}{\alpha_2} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- τ : Ứng suất cắt (Mpa, Psi)
 α_2 : Hệ số chuyển đổi của mối hàn

5.6.3 Hàn giáp mối quanh biên chịu tải kết hợp

Ứng suất tương đương

$$\sigma_R = \sqrt{\sigma^2 + 3.\tau^2} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- σ : Ứng suất pháp (Mpa, Psi)
 τ : Ứng suất cắt (Mpa, Psi)
 α_1, α_2 : Hệ số chuyển đổi của mối hàn



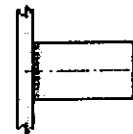
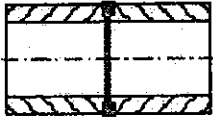
Ứng suất tính toán

$$\sigma_s = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{\alpha_1}\right)^2 + 3.\left(\frac{\tau}{\alpha_2}\right)^2} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- σ : Ứng suất pháp (Mpa, Psi)
 τ : Ứng suất cắt (Mpa, Psi)
 α_1, α_2 : Các hệ số chuyển đổi của mối hàn
 F_z : Lực hướng trục (N, Lb)
 A : Diện tích tính toán của mối hàn (mm^2, in^2)
 T : Mômen xoắn (Nm, Lbft)
 W : Môđun tiết diện của diện tích tính toán của mối hàn (mm^3, in^3)
 α_1, α_2 : Hệ số chuyển đổi của mối hàn



5.6.4 Diện tích tính toán của mối hàn giáp mối

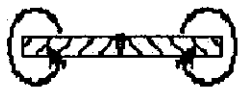
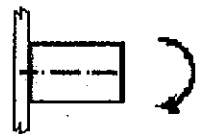

Thiết kế mối hàn	Diện tích tính toán của mối hàn $A(\text{mm}^2, \text{in}^2)$	
	Với chiều dài toàn mối hàn	Với chiều dài chịu lực của mối hàn
	$A = s L$	$A = s (L - 2s)$
	$A = s \cdot \frac{L}{\cos \delta}$	$A = s \cdot \left(\frac{L}{\cos \delta} - 2s \right)$
	$A = s L$	$A = s (L - 2s)$
	$A = \pi s (d - s)$	

Trong đó:

- D: Đường kính ống ngoài (mm, in)
 L: Chiều dài mối hàn (mm, in)
 s: Độ dày của phần nối mỏng (mm, in)
 δ : Góc xiên của mối hàn ($^\circ$)

5.6.5 Môđun tiết diện của diện tích tính toán của hàn giáp mối

Thiết kế mối hàn	Môđun tiết diện của diện tích tính toán của hàn giáp mối $W(\text{mm}^3, \text{in}^3)$	
	Với chiều dài toàn mối hàn	Với chiều dài chịu lực của mối hàn
	$W = \frac{s \cdot L^2}{6}$	$W = \frac{s \cdot (L - 2s)^2}{6}$
	$W = \frac{s^2 \cdot L}{6}$	$W = \frac{s^2 \cdot (L - 2s)}{6}$

	$W = \frac{s^2 \cdot L^2}{3 \cdot L + 1,8 \cdot s}$	$W = \frac{s^2 \cdot (L - 2 \cdot s)^2}{3 \cdot (L - 2 \cdot s) + 1,8 \cdot s}$
	$W = \frac{s \cdot L^2}{6}$	$W = \frac{s \cdot (L - 2 \cdot s)^2}{6}$
	$W = \frac{\pi}{2} \cdot s \cdot (D - s)^2$	

Trong đó:

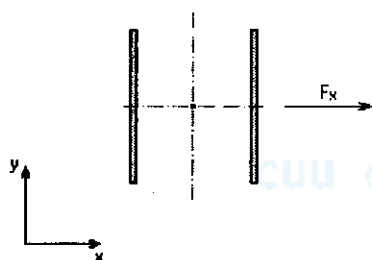
D: Đường kính ống ngoài (mm, in)

L: Chiều dài mối hàn (mm, in)

s: Độ dày của phần nối mỏng (mm, in)

5.6.6 Tính toán hàn góc chịu tải lên mặt phẳng chứa mối nối chi tiết

5.6.6.1 Tải trọng bởi lực hướng trục F_x



Ứng suất cắt

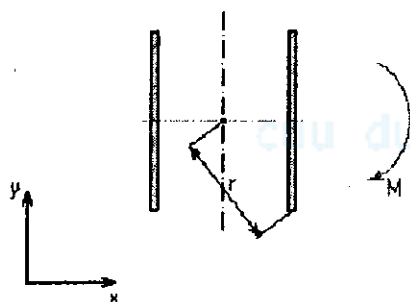
$$\tau = \frac{F_x}{A} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

F_x : Lực hướng trục (N, Lb)

A : Diện tích tính toán của tổ hợp mối hàn (mm^2 , in^2)

5.6.6.2 Tải trọng do mômen uốn



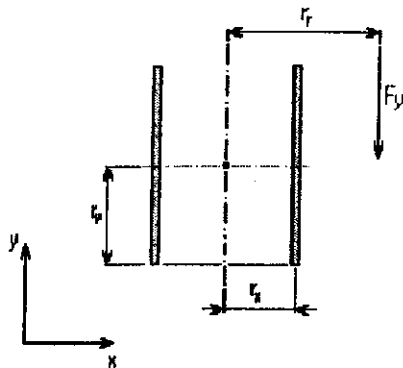
Ứng suất cắt tại điểm khảo sát

$$\tau = \frac{u \cdot M \cdot r}{J} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- u : Hằng số
 - $u = 1000$ nếu tính theo đơn vị Mét
 - $u = 12$ nếu tính theo đơn vị Anh
 M : Mômen uốn (Nm, Lbft)
 r : Vector bán kính của điểm khảo sát tương quan với trọng tâm tổ hợp mối hàn (mm, in)
 J : Mômen bán kính độc cực của tổ hợp hàn (mm^4 , in^4)

5.6.6.3 Tải trọng do lực uốn



Tại bất kỳ điểm nào thuộc mối hàn cũng sinh ra một ứng suất do lực cắt F_Y và mômen uốn M_F . Độ lớn của ứng suất quy định theo công thức:

$$M_F = F_Y r_F \quad (\text{Nmm, Lbin})$$

Trong đó:

- F_Y : Lực cắt do mômen uốn (N, Lb)
 r_F : Cánh tay đòn lực đến tâm mặt cắt (mm, in)

Ứng suất cắt sinh ra do lực cắt:

$$\tau_Y = \frac{F_Y}{A} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- F_Y : Lực cắt do mômen uốn (N, Lb)
 A : Diện tích tính toán mối hàn (mm^2 , in^2)

Ứng suất cắt sinh ra do mômen uốn:

- Thành phần ứng suất trên trục hoành

$$\tau_{XM} = \frac{M_F \cdot r_Y}{J} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

- Thành phần ứng suất trên trục tung

$$\tau_{YM} = \frac{M_F \cdot r_X}{J} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- M_F : Mômen uốn (Nmm, Lbin)
 r_Y : Khoảng cách điểm khảo sát tới trọng tâm tổ hợp mối hàn theo hướng trục tung (mm, in)
 r_X : Khoảng cách điểm khảo sát tới trọng tâm tổ hợp mối hàn theo hướng trục hoành (mm, in)
 J : Mômen quán tính độc cực của tổ hợp mối hàn (mm^4 , in^4)

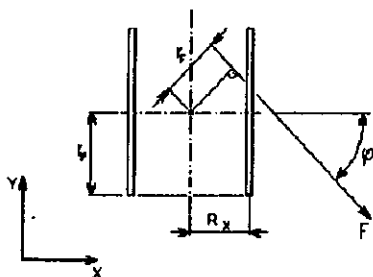
Ứng suất cắt sinh ra tại điểm khảo sát của mối hàn

$$\tau = \sqrt{\tau_{XM}^2 + (\tau_Y \pm \tau_{YM})^2} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- τ_{XM} : Thành phần ứng suất cắt do mômen uốn gây ra trên trục hoành (X) (Mpa, Psi)
 τ_Y : Ứng suất cắt do lực cắt gây nên (Mpa, Psi)
 τ_{YM} : Thành phần ứng suất cắt do mômen uốn gây ra trên trục tung (Y) (Mpa, Psi)

5.6.6.4 Tải trọng do lực thông thường F



Tại bất kỳ điểm hàn nào, một lực F sinh ra với ứng suất tương ứng với ứng suất do tải trọng kết hợp từ mômen uốn M_F và cặp lực cắt F_X , F_Y với điểm tác động tại trọng tâm tổ hợp hàn. Trong đó:

$$\begin{aligned} M_F &= F r_F \quad (\text{Nmm, Lbin}) \\ F_X &= F \cos \varphi \quad (\text{N, Lb}) \\ F_Y &= F \sin \varphi \quad (\text{N, Lb}) \end{aligned}$$

Trong đó:

- F : Lực tác động (N, Lb)
 r_F : Cánh tay đòn của lực uốn so với trọng tâm tổ hợp mối hàn (mm, in)
 φ : Góc theo phương của lực tác động ($^\circ$)

Ứng suất cắt do lực cắt gây ra F_X

$$\tau_X = \frac{F_X}{A} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Ứng suất cắt do lực cắt gây ra F_Y

$$\tau_Y = \frac{F_Y}{A} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- A : Diện tích tính toán của mối hàn (mm^2 , in^2)

Ứng suất cắt do mômen uốn gây ra:

- Thành phần ứng suất trên trục hoành

$$\tau_{XM} = \frac{M_F \cdot r_Y}{J} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

- Thành phần ứng suất trên trục tung

$$\tau_{YM} = \frac{M_F \cdot r_X}{J} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

- M_F : Mômen uốn (Nmm, Lbin)
 r_Y : Khoảng cách điểm khảo sát tới trọng tâm tổ hợp mối hàn theo hướng trục tung (mm, in)

r_X : Khoảng cách điểm khảo sát tới trọng tâm tổ hợp mối hàn theo hướng trục hoành (mm, in)

J : Mômen quán tính độc cực của tổ hợp mối hàn (mm^4 , in^4)

Ứng suất cắt sinh ra tại điểm khảo sát trên mối hàn

$$\tau = \sqrt{(\tau_X \pm \tau_{XM})^2 + (\tau_Y \pm \tau_{YM})^2} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó:

τ_X : Ứng suất cắt do lực cắt gây ra F_X (Mpa, Psi)

τ_{XM} : Thành phần ứng suất cắt do mômen uốn gây ra trên trục hoành (X) (Mpa, Psi)

τ_Y : Ứng suất cắt do lực cắt gây ra F_Y (Mpa, Psi)

τ_{YM} : Thành phần ứng suất cắt do mômen uốn gây ra trên trục tung (Y) (Mpa, Psi)

5.6.6.5 Tính ứng suất so sánh σ_s

Ứng suất so sánh được quy định từ các ứng suất thành phần theo công thức sau:

$$\sigma_s = \sqrt{\left(\frac{\tau_X \pm \tau_{XM}}{\alpha_X}\right)^2 + \left(\frac{\tau_Y \pm \tau_{YM}}{\alpha_Y}\right)^2} \quad (\text{Mpa, Psi})$$

Trong đó thành phần ứng suất trên trục X tác động tại điểm khảo sát của mối hàn, vuông góc với hướng mối hàn, áp dụng công thức $\alpha_X = \alpha_3$ hoặc $\alpha_X = \alpha_4$. Cũng như vậy áp dụng cho thành phần ứng suất trên trục Y tác động vuông góc với hướng mối hàn đó là: $\alpha_Y = \alpha_3$ hoặc $\alpha_Y = \alpha_4$.

Trong đó:

τ_X : Ứng suất cắt do lực cắt gây ra F_X (Mpa, Psi)

τ_{XM} : Thành phần ứng suất cắt do mômen uốn gây ra trên trục hoành (X) (Mpa, Psi)

τ_Y : Ứng suất cắt do lực cắt gây ra F_Y (Mpa, Psi)

τ_{YM} : Thành phần ứng suất cắt do mômen uốn gây ra trên trục tung (Y) (Mpa, Psi)

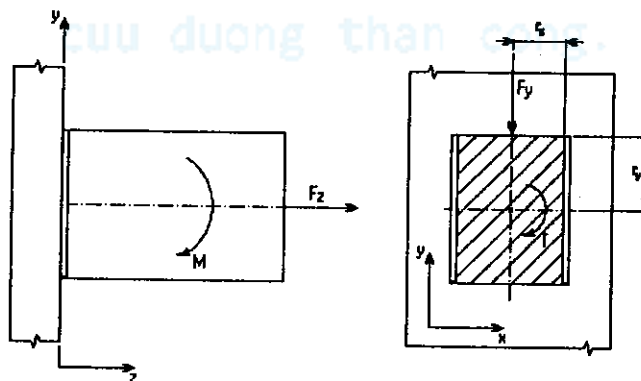
α_3 : Hệ số chuyển đổi của mối nối bằng hàn đối với hàn góc đầu

α_4 : Hệ số chuyển đổi của mối nối bằng hàn đối với hàn góc mặt

5.7 TÍNH TOÁN MỐI HÀN GÓC CHỊU TẢI TÁC DỤNG VUÔNG GÓC VỚI MẶT PHẪNG NỐI CHI TIẾT

5.7.1 Phương pháp tính chuẩn

5.7.1.1 Cách xử lý thông thường đối với tải trọng kết hợp



Tải trọng tác dụng vuông góc với mặt phẳng mối hàn sẽ sinh ra ứng suất kéo hoặc nén tại mối hàn.

Ứng suất pháp do lực hướng trục F_z gây ra.

$$\sigma_F = \frac{F_z}{A} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

F_z : Lực hướng trục (N, Lb)
 A : Diện tích tính toán của tổ hợp mối hàn (mm^2 , in^2)

Ứng suất pháp do mômen uốn M gây ra

$$\sigma_M = \frac{u.M.r_v}{I} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

u : Hằng số
 - $u = 1000$ nếu tính theo đơn vị Mét
 - $u = 12$ nếu tính theo đơn vị Anh
 M : Mômen uốn (Nm, Lbft)
 r_v : Khoảng cách của điểm khảo sát tính từ trọng tâm tổ hợp mối hàn theo hướng trục tung (Y) (mm, in)
 I : Mômen quán tính của tổ hợp mối hàn so với trục trung hoà (trục X) (mm^4 , in^4)

Tổng ứng suất pháp:

$$\sigma = \sigma_F \pm \sigma_M \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

σ_F : Ứng suất pháp do lực hướng trục F_z gây ra (N, Lb)
 σ_M : Ứng suất pháp do mômen uốn M gây ra (mm, in)

Tải trọng lên mặt phẳng chứa mối hàn sinh ra một ứng suất cắt τ tại mối hàn:

Ứng suất cắt do lực cắt F_y gây ra:

$$\tau_y = \frac{F_y}{A} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

F_y : Lực cắt (N, Lb)
 A : Diện tích tính toán của tổ hợp mối hàn (mm^2 , in^2)

Ứng suất cắt do mômen xoắn T gây ra:

- Thành phần ứng suất trên trục X:

$$\tau_{XT} = \frac{u.T.r_y}{J} \quad (\text{MPa, Psi})$$

- Thành phần ứng suất trên trục Y:

$$\tau_{YT} = \frac{u.T.r_x}{J} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

u : Hằng số
 - $u = 1000$ nếu tính theo đơn vị Mét
 - $u = 12$ nếu tính theo đơn vị Anh
 T : Mômen xoắn (Nm, Lbft)
 r_y : Khoảng cách của điểm khảo sát tính từ trọng tâm tổ hợp mối hàn theo trục Y (mm, in)
 r_x : Khoảng cách của điểm khảo sát tính từ trọng tâm tổ hợp mối hàn theo trục X (mm, in)
 J : Mômen quán tính độc cực của tổ hợp mối hàn (mm^4 , in^4)

Tổng ứng suất cắt

$$\tau = \sqrt{\tau_{XT}^2 + (\tau_Y + \tau_{YT})^2} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

τ_{XT} : Thành phần ứng suất cắt lên trục X do mômen xoắn gây ra (MPa, Psi)

τ_Y : Ứng suất cắt do lực cắt F_Y gây ra (MPa, Psi)

τ_{YT} : Thành phần ứng suất cắt lên trục Y do mômen xoắn T gây ra (MPa, Psi)

Ứng suất tương đương

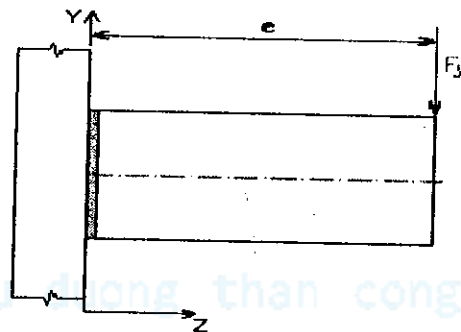
$$\sigma_R = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

σ : Tổng ứng suất pháp (MPa, Psi)

τ : Tổng ứng suất cắt (MPa, Psi)

5.7.1.2 Tải trọng do lực gây ra uốn F_Y



Để tính toán lực uốn có thể được thay thế bằng sự kết hợp của lực cắt F_Y tác động lên mặt phẳng chứa mối hàn và mômen uốn M tác động lên mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng chứa mối hàn. Vậy ứng suất tại mối hàn đối với tải trọng xác định được tính bằng phương pháp đã đề cập ở trên.

$$M = \frac{F_Y \cdot e}{u} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

F_Y : Lực cắt (N, Lb)

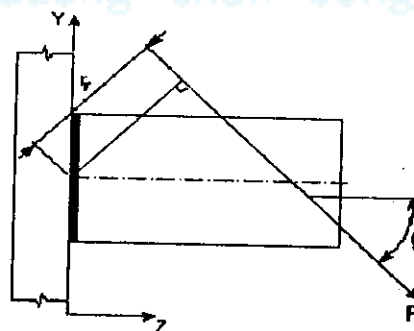
e : Cánh tay đòn của lực uốn (mm, in)

u : Hằng số

- $u = 1000$ nếu tính theo đơn vị Mét

- $u = 12$ nếu tính theo đơn vị Anh

5.7.1.3 Tải trọng bởi lực thông thường F



Để tính toán lực F có thể được thay bằng sự kết hợp của lực cắt F_Y tác động lên mặt phẳng hàn cùng với lực hướng trục F_Z và mômen uốn M tác động lên mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng hàn. Vậy ứng suất tại mối hàn đối với loại tải trọng được xác định rõ có thể được tính bằng phương pháp đã đề cập ở trên.

Các thành phần tải trọng cụ thể được xác định bởi các công thức:

- Mômen uốn

$$M = \frac{F \cdot r_F}{u} \quad (\text{Nm, Lbft})$$

- Lực hướng trục

$$F_Z = F \cos \varphi \quad (\text{N, Lb})$$

- Lực cắt

$$F_Y = F \sin \varphi \quad (\text{N, Lb})$$

Trong đó:

- F : Lực tác động (N, Lb)
 r_F : Cánh tay đòn của lực tương ứng với trọng tâm mối hàn (mm, in)
 u : Hằng số
 - $u = 1000$ nếu tính theo đơn vị Mét
 - $u = 12$ nếu tính theo đơn vị Anh
 φ : Góc hướng trục của lực tác động ($^\circ$)

5.7.2 Phương pháp so sánh ứng suất

5.7.2.1 Cách giải quyết thông thường cho tải trọng kết hợp

So với phương pháp tính chuẩn, phương pháp so sánh ứng suất tiếp cận tới một cách khác để tính toán các ứng suất do lực hướng trục hoặc mômen uốn gây ra, mà tác động lên mặt phẳng vuông góc với mặt phẳng hàn. Nói chung, ứng suất ở các mối hàn góc có thành phần ứng suất pháp và ứng suất tiếp. Phương pháp so sánh ứng suất căn cứ vào thực tế rằng độ bền cắt của kim loại hàn thấp hơn độ bền kéo. Để đơn giản việc tính toán, các mối nối hàn chỉ được kiểm tra trên các ứng suất cắt. Nhưng phương pháp tính toán thì giống như phương pháp tính chuẩn.

Các công thức tính toán là tương tự

Ứng suất cắt do lực hướng trục F_Z gây ra

$$\tau_Z = \frac{F_Z}{A} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

- F_Z : Lực hướng trục (N, Lb)
 A : Diện tích tính toán của mối hàn (mm^2 , in^2)

Ứng suất cắt do mômen uốn M gây ra

$$\tau_{ZM} = \frac{u \cdot M \cdot r_Y}{I} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

- u : Hằng số
 - $u = 1000$ nếu tính theo đơn vị Mét
 - $u = 12$ nếu tính theo đơn vị Anh
 M : Mômen uốn (Nm, Lbft)
 r_Y : Khoảng cách của điểm khảo sát từ trọng tâm mối hàn theo trục Y (mm, in)
 I : Mômen quán tính của mối hàn so với trục trung hoà X (mm^4 , in^4)

Tải trọng lên mặt phẳng hàn

Ứng suất cắt do lực cắt F_Y gây ra

$$\tau_Y = \frac{F_Y}{A} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

F_Y : Lực cắt (N, Lb)

A: Diện tích tính toán của mối hàn (mm^2 , in^2)

Ứng suất cắt do mômen xoắn T gây ra

- Thành phần ứng suất trên trục X:

$$\tau_{XT} = \frac{u \cdot T \cdot r_Y}{J} \quad (\text{MPa, Psi})$$

- Thành phần ứng suất trên trục Y:

$$\tau_{YT} = \frac{u \cdot T \cdot r_X}{J} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

u : Hằng số

- u = 1000 nếu tính theo đơn vị Mét

- u = 12 nếu tính theo đơn vị Anh

T : Mômen xoắn (Nm, Lbft)

r_Y : Khoảng cách của điểm khảo sát tính từ trọng tâm mối hàn theo trục Y (mm, in)

r_X : Khoảng cách của điểm khảo sát tính từ trọng tâm mối hàn theo trục X (mm, in)

J : Mômen quán tính độc cực của mối hàn (mm^4 , in^4)

Tổng ứng suất cắt tại điểm khảo sát của mối hàn

$$\tau = \sqrt{\tau_{XT}^2 + (\tau_Y + \tau_{YT})^2 + (\tau_Z \pm \tau_{ZM})^2} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

τ_{XT} : Thành phần ứng suất cắt lên trục X do mômen xoắn T gây ra (MPa, Psi)

τ_Y : Ứng suất cắt do lực cắt F_Y gây ra (MPa, Psi)

τ_{YT} : Thành phần ứng suất cắt lên trục Y do mômen xoắn T gây ra (MPa, Psi)

τ_Z : Ứng suất cắt do lực cắt F_Z gây ra (MPa, Psi)

τ_{ZM} : Ứng suất do mômen uốn M gây ra (MPa, Psi)

5.7.2.2 Tính toán ứng suất so sánh σ_s

Ứng suất so sánh được tính từ các ứng suất thành phần dựa vào công thức.












$$\sigma_s = \sqrt{\left(\frac{\tau_{XT}}{\alpha_x}\right)^2 + \left(\frac{\tau_Y + \tau_{YT}}{\alpha_y}\right)^2 + \left(\frac{\tau_Z \pm \tau_{ZM}}{\alpha_3}\right)^2} \quad (\text{MPa, Psi})$$





Trong đó thành phần ứng suất trên trục X mà tác động tại điểm khảo sát của mối hàn vuông góc với phương mối hàn, ta áp dụng công thức $\alpha_x = \alpha_3$. Trong trường hợp ngược lại áp dụng công thức $\alpha_x = \alpha_4$. Áp dụng tương tự với các thành phần ứng suất trên trục Y tác động vuông góc với phương mối hàn, đó là $\alpha_y = \alpha_3$ hoặc $\alpha_y = \alpha_4$.

Trong đó:

- τ_{XT} : Thành phần ứng suất cắt lên trục X do mômen xoắn T gây ra (MPa, Psi)
 τ_Y : Ứng suất cắt do lực cắt F_Y gây ra (MPa, Psi)
 τ_{YT} : Thành phần ứng suất cắt lên trục Y do mômen xoắn T gây ra (MPa, Psi)
 τ_Z : Ứng suất cắt do lực cắt F_Z gây ra (MPa, Psi)
 τ_{ZM} : Ứng suất do mômen uốn M gây ra (MPa, Psi)
 α_3 : Hệ số quy đổi của mối nối hàn đối với hàn góc đối đầu
 α_4 : Hệ số quy đổi của mối nối hàn đối với hàn góc mặt

5.8 DIỆN TÍCH TÍNH TOÁN CỦA MỐI HÀN GÓC





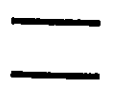
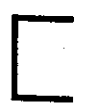
Thiết kế mối hàn	Diện tích tính toán của mối hàn góc A (mm ² , in ²)	
	Đối với toàn bộ chiều dài	Đối với chiều dài chịu tải
	$A = aL$	$A = s(L - 2a)$
	$A = a(H + B)$	$A = a(H + B - 2a)$
	$A = a 2 H$	$A = a 2 (H - 2a)$
	$A = a 2 B$	$A = a 2 (B - 2a)$
	$A = a(H + 2B)$	$A = a(H + 2B - 2a)$
	$A = a(2H + B)$	$A = a(2H + B - 2a)$
	$A = a 2 (H + B)$	
	$A = 2 \pi a (r + a/2)$	
	$A = a 2 L$	$A = a 2 (L - 2a)$
	$A = a(2H + B)$ $A = a(2H + B - 2t)$	$A = a(2H + B - 6a)$ $A = a(2H + B - 2t - 6a)$
	$A = a 2 (H + B)$	




	$A = a^2 (H + B)$ $A = a^2 (H + B - 2t)$	$A = a^2 (H + B - 4a)$ $A = a^2 (H + B - 2t - 4a)$
	$A = a^2 (H + 2B)$ $A = a^2 (H + 2B - s)$	
	$A = a^2 (H + B)$ $A = a^2 (H + B - 2t)$	$A = a^2 (H + B - 4a)$ $A = a^2 (H + B - 2t - 4a)$
	$A = a^2 (2H + B)$ $A = a^2 (2H + B - s)$	





Ý nghĩa của các biến được dùng:

- a : Chiều cao mỗi hàn góc (chiều dày) (mm,in)
- B : Độ rộng của các mối hàn (mm,in)
- H : Chiều cao của các mối hàn (mm,in)
- L : Chiều dài mỗi hàn (mm,in)
- r : Bán kính mối hàn (mm,in)
- s : Chiều dày thân (mm,in)
- t : Chiều dày bích (mm,in)

5.9 MÔMEN QUÁN TÍNH ĐỘC CỰC CHO HÀN GÓC

Thiết kế mối hàn	Mômen quán tính độc cực cho hàn góc (mm ⁴ , in ⁴)	Vị trí trọng tâm của mặt cắt chứa tổ hợp mối hàn
	$J = a \cdot \frac{L^3}{12}$	$\bar{X} = \frac{L}{2} \quad \bar{Y} = \frac{a}{2}$
	$J = a \cdot \frac{L^3}{12}$	$\bar{X} = \frac{a}{2} \quad \bar{Y} = \frac{L}{2}$
	$J = a \cdot \left(\frac{(H+B)^4 - 6.H^2.B^2}{12(H+B)} \right)$	$\bar{X} = \frac{B^2}{2.(H+B)} \quad \bar{Y} = \frac{2.H.B + H^2}{2.(H+B)}$
	$J = a \cdot \left(\frac{H.(3.B^2 + H^2)}{6} \right)$	$\bar{X} = \frac{B}{2} \quad \bar{Y} = \frac{H}{2}$
	$J = a \cdot \left(\frac{H.(3.B^2 + H^2)}{6} \right)$	$\bar{X} = \frac{B}{2} \quad \bar{Y} = \frac{H}{2}$
	$J = a \cdot \left(\frac{8.B^3 + 6.B.H^2 + H^3}{12} - \frac{B^4}{2.B+H} \right)$	$\bar{X} = \frac{B^2}{2.(H+B)} \quad \bar{Y} = \frac{H}{2}$









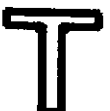

	$J = a \cdot \left(\frac{8.B^3 + 6.B.H^2 + H^3}{12} - \frac{B^4}{2.B + H} \right)$	$\bar{X} = \frac{B}{2} \quad \bar{Y} = \frac{H^2}{2.H + B}$
	$J = a \cdot \frac{(H + B)^3}{16}$	$\bar{X} = \frac{B}{2} \quad \bar{Y} = \frac{H}{2}$
	$J = 2\pi a(r + a/2)^3$	




Thiết kế mối hàn	Mômen quán tính độc cực của mối hàn góc (mm ⁴ , in ⁴)
	$J = a \cdot \left(\frac{H^3 + B^3}{6} + \frac{B.H^2}{2} \right)$ $J = a \cdot \left(\frac{(H - 2.t)^3 + 3.(H - 2.t).s^2 + B^3 + 3.B.H^2}{6} \right)$
	$J = a \cdot \left(\frac{H^3 + 2.B^3}{6} + B.H^2 \right)$ $J = a \cdot \left(\frac{H^3 + 2.B^3 - s^3}{6} + B.H^2 + \frac{H.s^2 - s.H^2}{2} - 2.(B - s).(H.t - t^2) \right)$
	$J = a \cdot \left(\frac{H^3 + B^3}{6} + \frac{H.B^2}{2} \right)$ $J = a \cdot \left(\frac{(B - 2.t)^3 + 3.(B - 2.t).s^2 + H^3 + 3.H.B^2}{6} \right)$
	$J = a \cdot \left(\frac{B^3 + 2.H^3}{6} + H.B^2 \right)$ $J = a \cdot \left(\frac{B^3 + 2.H^3 - s^3}{6} + H.B^2 + \frac{B.s^2 - s.B^2}{2} - 2.(H - s).(B.t - t^2) \right)$

Trong đó:

- a : Chiều cao mối hàn góc (chiều dày) (mm,in)
- B : Độ rộng của các mối hàn (mm,in)
- H : Chiều cao của các mối hàn (mm,in)
- L : Chiều dài mối hàn (mm,in)
- r : Bán kính mối hàn (mm,in)
- s : Chiều dày thân (mm,in)
- t : Chiều dày bích (mm,in)

5.10 MÔMEN QUÁN TÍNH CHO HÀN GÓC

Thiết kế mỗi hàn	Mômen quán tính của mỗi hàn góc I (mm ⁴ , in ⁴)	Vị trí trọng tâm của tiết diện chứa tổ hợp mỗi hàn
	$I = a \cdot \frac{L^3}{12}$	$\bar{Y} = \frac{L}{2}$
	$I = a \cdot \frac{H^3}{6}$	$\bar{Y} = \frac{H}{2}$
	$I = a \cdot \frac{B \cdot H^2}{2}$	$\bar{Y} = \frac{H}{2}$
	$I = a \cdot \frac{(6 \cdot B + H) \cdot H^2}{12}$	$\bar{Y} = \frac{H}{2}$
	$I = a \cdot \left(\frac{2 \cdot H^3}{3} - 2 \cdot \bar{Y} \cdot H^2 + (B + 2 \cdot H) \cdot \bar{Y}^2 \right)$	$\bar{Y} = \frac{H^2}{2 \cdot H + B}$
	$I = a \cdot \frac{(3 \cdot B + H) \cdot H^2}{6}$	$\bar{Y} = \frac{H}{2}$
	$I = \pi a (r + a/2)^3$	
	$I = a \cdot \left(\frac{2 \cdot H^3}{3} - 2 \cdot \bar{Y} \cdot H^2 + (B + 2 \cdot H) \cdot \bar{Y}^2 \right)$ $I = a \cdot \left(\frac{(H - t)^3}{6} + 2 \cdot H \cdot \left(\frac{H + t}{2} - \bar{Y} \right)^2 + B \cdot \bar{Y}^2 \right)$	$\bar{Y} = \frac{H^2}{2 \cdot H + B}$ $\bar{Y} = \frac{H^2 - t^2}{2 \cdot H + B - 2 \cdot t}$
	$I = a \cdot \left(\frac{2 \cdot H^3}{3} - 2 \cdot \bar{Y} \cdot H^2 + 2(B + H) \cdot \bar{Y}^2 \right)$ $I = a \cdot \left(\frac{2 \cdot H^3}{3} - 2 \cdot \bar{Y} \cdot H^2 + 2(B + H) \cdot \bar{Y}^2 - B \cdot t \cdot (2 \cdot \bar{Y} - t) \right)$	$\bar{Y} = \frac{H^2}{2 \cdot (H + B)}$ $\bar{Y} = \frac{H^2 + B \cdot t}{2 \cdot (H + B)}$
	$I = a \cdot \frac{(3 \cdot B + H) \cdot H^2}{6}$ $I = a \cdot \left(\frac{(H - 2 \cdot t)^2}{6} + \frac{B \cdot H^2}{2} \right)$	$\bar{Y} = \frac{H}{2}$

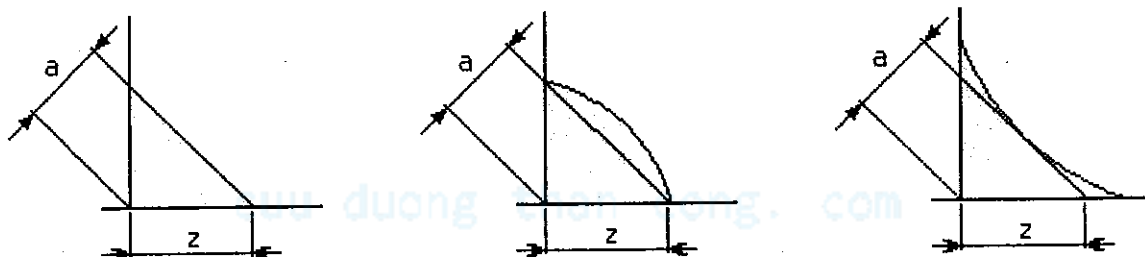
	$I = a \cdot \left(\frac{H^3}{6} + B \cdot H^2 \right)$ $I = a \cdot \left(\frac{H^3}{6} + B \cdot H^2 - \frac{s \cdot H^2}{2} - 2 \cdot H \cdot t \cdot (B - s) + 2 \cdot t^2 \cdot (B - s) \right)$	$\bar{Y} = \frac{H}{2}$
	$I = a \cdot \frac{H^3}{6}$ $I = a \cdot \left(\frac{H^3}{6} + \frac{(B - 2 \cdot t) \cdot s^2}{2} \right)$	$\bar{Y} = \frac{H}{2}$
	$I = a \cdot \frac{H^3}{3}$ $I = a \cdot \left(\frac{H^3}{3} + \frac{B \cdot s^2}{2} - \frac{s^3}{6} \right)$	$\bar{Y} = \frac{H}{2}$

Trong đó:

- a : Chiều cao mối hàn góc (chiều dày) (mm,in)
- B : Độ rộng của các mối hàn (mm,in)
- H : Chiều cao của các mối hàn (mm,in)
- L : Chiều dài mối hàn (mm,in)
- r : Bán kính mối hàn (mm,in)
- s : Chiều dày thân (mm,in)
- t : Chiều dày bích (mm,in)

5.11 CHIỀU CAO LÀM VIỆC (TÍNH TOÁN) CỦA MỐI HÀN GÓC

Chiều cao tính toán của hàn góc được xác định bởi chiều cao của tam giác cân lớn nhất theo mặt cắt mối hàn. Hình vẽ sau minh họa đối với các thiết kế khác nhau.



Độ lớn của chiều cao mối hàn góc xấp xỉ ứng với công thức $a = 0.7z$ trong đó z là chiều rộng của mối hàn góc. Chiều cao bé nhất của mối hàn góc được chọn theo chiều dày của chi tiết dày hơn được hàn và theo vật liệu. Bảng sau trình bày các trị số hướng dẫn của chiều cao nhỏ nhất (tối thiểu) của hàn góc theo gợi ý:

Độ dày của chi tiết hàn (mm)		Độ dày tối thiểu của hàn góc a(mm) với loại thép thuộc chuỗi sức bền	
Hơn	Tối	370 và 420 MPa	520 MPa
-	10	3	4
10	20	4	5
20	30	6	7
30	50	7	9
50		9	10

5.12 CÔNG THỨC TÍNH MỐI HÀN NÚT

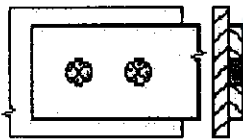
Ứng suất so sánh cho tất cả loại hàn nút và hàn điểm

$$\sigma_s = \max \left\langle \frac{\tau_z}{\alpha}, \frac{\tau_o}{\alpha} \right\rangle \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

- τ_z : Ứng suất cắt lên vùng đáy mối hàn (MPa, Psi)
- τ_o : Ứng suất cắt lên vùng biên quanh mối hàn (MPa, Psi)
- α : Hệ số chuyển đổi của mối hàn

5.12.1 Hàn nút - hàn theo phương thẳng đứng



Ứng suất cắt lên vùng đáy mối hàn

$$\tau_z = \frac{F}{0.5 \cdot d^2 \cdot i} \quad (\text{MPa, Psi})$$

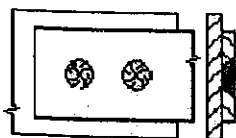
Ứng suất cắt lên vùng biên quanh mối hàn

$$\tau_o = \frac{F}{2.2 \cdot d \cdot s \cdot i} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

- F : Lực tác động (N, Lb)
- d : Đường kính nút hàn (mm, in)
- i : Số lượng mối hàn
- s : Độ dày tấm (mm, in)

5.12.2 Hàn nút - hàn theo hình côn



Ứng suất cắt lên vùng đáy mối hàn

$$\tau_z = \frac{F}{0.8 \cdot d^2 \cdot i} \quad (\text{MPa, Psi})$$

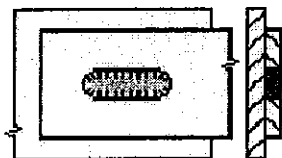
Ứng suất cắt lên vùng biên quanh mối hàn

$$\tau_o = \frac{F}{3.1 \cdot d \cdot s \cdot i} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

- F : Lực tác động (N, Lb)
d : Đường kính nút hàn (mm, in)
i : Số lượng mối hàn
s : Độ dày tấm (mm, in)

5.12.3 Hàn xẻ rãnh - vuông góc



Ứng suất cắt lên vùng đáy mối hàn

$$\tau_z = \frac{F}{0.7 \cdot b \cdot L \cdot i} \quad (\text{MPa, Psi})$$

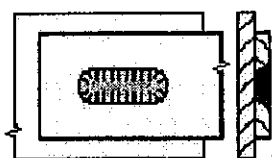
Ứng suất cắt lên vùng biên quanh mối hàn

$$\tau_o = \frac{F}{1.4 \cdot s \cdot L \cdot i} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

- F : Lực tác động (N, Lb)
b : Độ rộng mối hàn xẻ rãnh (mm, in)
L : Chiều dài mối hàn xẻ rãnh (mm, in)
i : Số lượng mối hàn
s : Độ dày tấm (mm, in)

5.12.4 Hàn xẻ rãnh - hình côn



Ứng suất cắt lên vùng đáy mối hàn

$$\tau_z = \frac{F}{b \cdot L \cdot i} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Ứng suất cắt lên vùng biên quanh mối hàn

$$\tau_o = \frac{F}{2 \cdot s \cdot L \cdot i} \quad (\text{MPa, Psi})$$

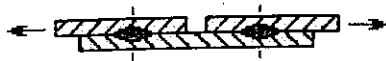
Trong đó:

- F : Lực tác động (N, Lb)
b : Độ rộng mối hàn xẻ rãnh (mm, in)
L : Chiều dài mối hàn xẻ rãnh (mm, in)
i : Số lượng mối hàn

- s : Độ dày tấm (mm, in)
 d : Đường kính nút hàn (mm, in)
 α : Hệ số chuyển đổi của mối hàn

5.12.5 Các công thức tính mối hàn điểm

* Mối nối chịu tải một lực cắt



Lực cắt của một điểm

$$\tau_1 = \frac{4 \cdot F}{i \cdot \pi \cdot d^2} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Tải trọng chịu xé của một điểm dọc bề mặt trụ

$$\tau_2 = \frac{4 \cdot F}{2 \cdot i \cdot \pi \cdot d \cdot s} \quad (\text{MPa, Psi})$$

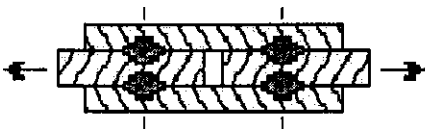
Ứng suất so sánh

$$\sigma_s = \max \left\langle \frac{\tau_1}{\alpha}, \frac{\tau_2}{\alpha} \right\rangle \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

- F : Lực tác động (N, Lb)
 s : Độ dày tấm (mm, in)
 d : Đường kính mối hàn điểm (mm, in)
 i : Số lượng mối hàn
 α : Hệ số chuyển đổi của mối hàn

5.12.6 Mối nối chịu tải hai lực cắt



Tải trọng chịu cắt của một điểm

$$\tau_1 = \frac{2 \cdot F}{i \cdot \pi \cdot d^2} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Tải trọng chịu xé của một điểm dọc theo bề mặt hình trụ

$$\tau_2 = \frac{F}{2 \cdot i \cdot \pi \cdot d \cdot s} \quad (\text{MPa, Psi})$$

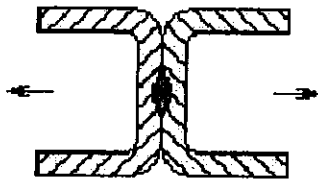
Ứng suất so sánh

$$\sigma_s = \max \left\langle \frac{\tau_1}{\alpha}, \frac{\tau_2}{\alpha} \right\rangle \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

- F : Lực tác động (N, Lb)
 s : Độ dày tấm (mm, in)
 d : Đường kính mối hàn điểm (mm, in)
 i : Số lượng mối hàn
 α : Hệ số chuyển đổi của mối hàn

5.12.7 Mỗi nối hàn điểm chịu tải trọng xé tách



Tải trọng xé tách của một điểm

$$\tau = \frac{2 \cdot F}{i \cdot \pi \cdot d^2} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Ứng suất so sánh

$$\sigma_s = \frac{\tau}{\alpha} \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

- F : Lực tác động (N, Lb)
- s : Độ dày tấm (mm, in)
- d : Đường kính mỗi hàn điểm (mm, in)
- i : Số lượng mỗi hàn
- α : Hệ số chuyển đổi của mỗi hàn

5.13 SỨC BỀN MỎI CỦA MỖI NỐI HÀN

Các phương pháp kiểm tra thông thường đối với các mối nối hàn chịu mỏi (dựa vào giới hạn tối đa của vật liệu hay là độ bền chảy: là ứng suất lớn nhất có được mà không có biến dạng dư của một mẫu thử) không cung cấp đủ sự đảm bảo an toàn của thiết kế mối nối. Cho nên sức bền mỏi của mối nối được dùng để kiểm tra các mối nối chịu mỏi. Sau đây là cách kiểm tra các mối nối hàn chịu mỏi.

5.13.1 Xác định giới hạn bền mỏi

Đầu tiên, xác định giới hạn bền mỏi ở độ bền không đổi (σ_c hoặc τ_c) đối với loại mối hàn cụ thể, thiết kế mối hàn, tải trọng của mối hàn và vật liệu của mối hàn.

5.13.2 Xác định giới hạn mỏi hữu hạn

Giới hạn mỏi hữu hạn σ_f hoặc τ_f được tính toán đối với tuổi thọ của mối nối cụ thể mà nằm trong miền sức bền định thời gian ($N < 6^{10}$ chu kỳ). Tính toán tiếp tục với giới hạn mỏi hữu hạn này.

5.13.3 Tính toán các thông số của các loại tải trọng mỏi cụ thể

Tính toán giá trị trung bình cho các tải trọng lên và xuống của chu kỳ bằng công thức sau: công thức được thực hiện đối với tất cả các loại tải trọng cụ thể;

$$F_m = \frac{F_h + F_n}{2}, \quad F_a = \frac{F_h - F_n}{2},$$

hoặc

$$M_m = \frac{M_h + M_n}{2}, \quad M_a = \frac{M_h - M_n}{2}$$

5.13.4 Hiệu ứng của các hành trình chuyển động

Nếu hành trình chuyển động cũng ảnh hưởng đến mối nối, thì ảnh hưởng đó cũng phải được đưa vào tính toán. Việc này được thực hiện bằng cách dùng hệ số hành trình động trong công thức để xác định tải trọng tối đa được tính:

$$F_{\max} = F_m + \eta F_a \text{ hoặc } M_{\max} = M_m + \eta M_a$$

5.13.5 Tính ứng suất làm việc tại mối nối hàn

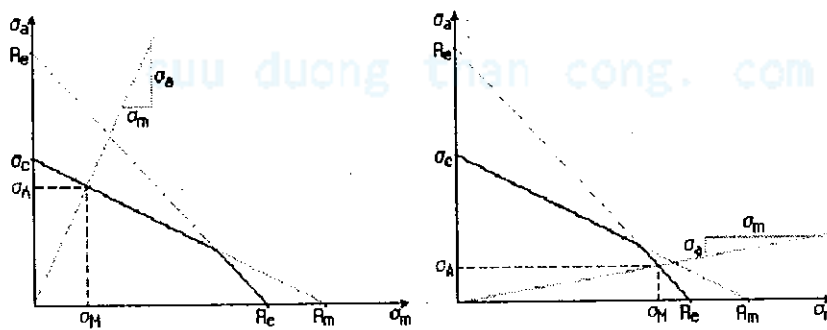
Ứng suất trung bình của chu kỳ σ_m hoặc τ_m và ứng suất lên của chu kỳ được tính toán đối với loại tải trọng trung bình cụ thể của chu kỳ F_m , M_m và tải trọng tối đa được tính toán F_{\max} , M_{\max} cùng với các công thức được sử dụng trong tính toán tĩnh. Các ứng suất này được sử dụng để tính biên độ của chu kỳ, dùng công thức:

$$\sigma_a = \sigma_h - \sigma_m \text{ hoặc } \tau_a = \tau_h - \tau_m$$

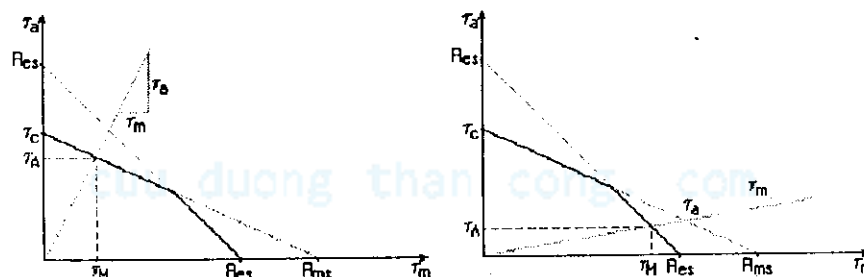
5.13.6 Xác định sức bền mỏi của mối nối

Độ bền của mối nối chịu mỏi được tính dựa theo đường cong mỏi chọn lựa. Phương pháp tính sức bền mỏi đối với cả ứng suất pháp và ứng suất cắt được minh họa theo các hình vẽ sau:

Các đồ thị ứng suất pháp cho tỷ số $\frac{\sigma_a}{\sigma_m}$ khác nhau (dùng đường cong mỏi Godman)



Đồ thị ứng suất cắt cho tỷ số $\frac{\tau_a}{\tau_m}$ khác nhau (dùng đường cong mỏi Godman)



5.13.7 Kiểm tra mối nối

Cần phải tính hệ số an toàn của mối nối $n_c = \frac{S_A}{S_a}$ và so sánh nó với độ an toàn theo yêu cầu. Đối với một mối hàn thích hợp, điều kiện $n_r \leq n_c$ phải được thỏa mãn.

5.14 GIỚI HẠN BỀN MỎI CỦA CÁC MỐI HÀN

Giới hạn bền mỏi chính xác khi độ bền không đổi (σ_e hoặc τ_e) của mối hàn được tính toán đối với từng loại thiết kế, vật liệu và tải trọng. Theo công thức:

$$\sigma_e = \sigma'_e k_a k_b k_c k_d k_e k_f \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

- σ'_e, τ'_e : Giới hạn bền mỏi cơ bản của một thanh thử lấy từ một dạng vật liệu được chọn
- k_a : Hệ số bề mặt
- k_b : Hệ số kích thước
- k_c : Hệ số tin cậy (an toàn)
- k_d : Hệ số nhiệt làm việc
- k_e : Hệ số tập trung ứng suất được sửa đổi
- k_f : Hệ số ảnh hưởng hỗn hợp

5.14.1 Giới hạn bền mỏi cơ bản σ'_e

Nếu không có sẵn kết quả thử nghiệm vật liệu của vật liệu hàn được chọn và không biết giá trị chính xác của giới hạn bền mỏi cơ bản. Chúng ta có thể ước tính giá trị của nó. Việc tính toán cho giới hạn bền mỏi, sử dụng các công thức đơn vị Anh sau đây:

$$\sigma'_e \approx 0.5S_U \quad \text{với uốn đối chiều}$$

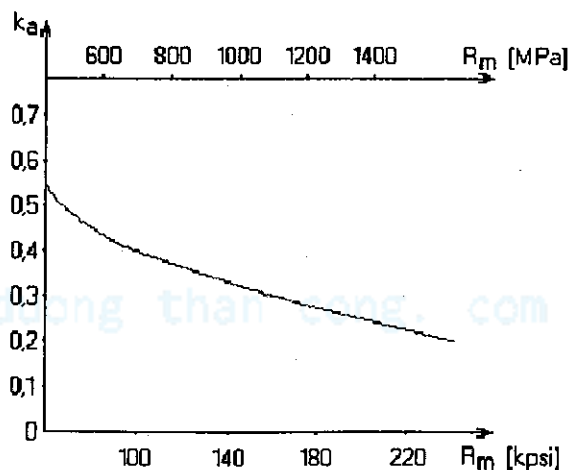
$$\sigma'_e \approx 0.4S_U \quad \text{kéo nén đối chiều}$$

$$\tau'_e \approx 0.28S_U \quad \text{xoắn (cắt) đối chiều}$$

5.14.2 Hệ số bề mặt k_a

Sự phụ thuộc của giới hạn bền mỏi vào chất lượng bề mặt, sức bền mỏi của chi tiết tăng với chất lượng bề mặt tăng. Ảnh hưởng này là rõ hơn đối với vật liệu có chất lượng cao. Sử dụng các đường cong thí nghiệm để miêu tả ảnh hưởng của chất lượng bề mặt tới giới hạn bền mỏi dựa theo sức bền vật liệu.

Đường cong đối với các mối hàn chất lượng chuẩn sau đây được dùng để xác định hệ số k_a .



5.14.3 Hệ số kích thước k_b

Kích thước mối nối không ảnh hưởng đến độ bền mỏi ở mối hàn chịu tải kéo - nén đối chiều. Cho nên, hệ số kích thước cho loại tải trọng này là $k_b = 1$.

Khi mối nối chịu tải uốn hoặc xoắn (cắt) đối chiều, kích thước mối có ảnh hưởng nhiều đến độ bền mỏi của nó. Phương pháp lý thuyết xuất phát từ các thí nghiệm thử độ mỏi được thực hiện đối với các mẫu thử trơn với đường kính khác nhau. Phương pháp này ước lượng xấp xỉ hệ số kích thước k_b dựa theo lý thuyết nói lên rằng đường kính so sánh thực tương ứng của mẫu thử có thể áp dụng vào mặt cắt mối hàn cụ thể.

Sau đây là công thức tính để xác định hệ số k_b :

$$k_b = 0.869 \cdot \bar{d}^{-0.097} \quad \text{theo đơn vị Anh}$$

$$k_b = 0.189 \cdot \bar{d}^{-0.097} \quad \text{theo đơn vị Mét}$$

Trong đó phải đi theo:

$$k_b \geq 0,6; k_b = 1 \text{ với } \bar{d} < 0.3(\text{in}), \bar{d} < 8(\text{mm})$$

Công thức tính đường kính so sánh thực

$$\bar{d} \approx \sqrt{\frac{0.06A}{0.0766}}$$

5.14.4 Hệ số tin cậy k_C

Hệ số này nói lên ảnh hưởng của độ tin cậy theo yêu cầu của mối nối khi tính toán theo sức bền mỏi. Giá trị này nằm trong phạm vi (0.5 ... 1) và hệ số này giảm khi đòi hỏi về độ tin cậy tăng. Giá trị $k_C = 1$ tương ứng với 50% độ tin cậy, đó là xác suất 50% phá hỏng với mối hàn chịu tải bởi tải trọng mỏi.

Độ tin cậy 95% của các chi tiết máy là bình thường. Nếu sự phá hỏng mối nối có thể đe dọa tính mạng người hoặc gây những thiệt hại lớn về tài chính, phải thiết kế mối hàn với độ tin cậy cao hơn.

5.14.5 Hệ số nhiệt độ làm việc k_d

Ảnh hưởng của nhiệt độ làm việc tới giới hạn bền mỏi phụ thuộc nhiều vào tính chất vật liệu. Thông thường các loại thép kết cấu làm việc trong phạm vi nhiệt độ từ 20°C - 200°C giới hạn bền mỏi không phụ thuộc nhiều vào nhiệt độ và dùng hệ số $k_d = 1$.

Thiết kế kể đến sự phá hỏng do mỏi ở nhiệt độ cao là một vấn đề phức tạp, nói chung là do sự tác động qua lại của tính không ổn định do dao, tính không ổn định do mỏi và tính không ổn định do nhiệt luyện xảy ra. Về lý thuyết mô tả vấn đề này không hoàn chỉnh và không đủ. Hãy dùng kết quả thí nghiệm để xác định chính xác hệ số k_d .

5.14.6 Hệ số tập trung ứng suất được sửa đổi k_e

Sự tập trung ứng suất sinh ra ở mối nối khi mối hàn chịu mỏi. Điều này là do ảnh hưởng của các khắc hàn. Những điểm tập trung này làm giảm sức bền mỏi mối nối đáng kể. Hệ số tập trung ứng suất sửa đổi được tính từ công thức $k_e = 1/K$, trong đó hệ số giảm sức bền mỏi K phụ thuộc vào loại mối hàn, dạng mối hàn, thiết kế mối hàn, chất lượng mối hàn và tải trọng của mối nối hàn.

Sau đây là các giá trị của hệ số tập trung ứng suất cho các loại mối hàn được chọn và các loại tải trọng.

Loại mối hàn, phương thức tải trọng	K
Giáp mối (kéo - nén)	1.2
Giáp mối - xoắn (cắt)	1.8
Chữ T - giáp nối hai bên	2.0
Hàn góc - tải trọng vuông góc	1.5
Hàn góc chịu tải song song với trục mối hàn	2.7

Khi xét các tập trung ứng suất cục bộ, những chỗ nguy hiểm nhất của mối hàn là chỗ tiếp nối giữa mối hàn và vật liệu hàn. Với lý do này phải thận trọng khi thiết kế hàn phù hợp và gia công tốt bề mặt chỗ tiếp nối nếu mối hàn chịu tải. Chân của mối hàn giáp mối được hàn kém và các lỗ không hàn ở chân của hàn góc sẽ có ảnh hưởng bất lợi đến tuổi bền mỏi của mối hàn. Xem xét chất lượng của thiết kế hàn khi đặt ra hệ số tập trung ứng suất.

5.14.7 Hệ số ảnh hưởng hỗn hợp k_r

Tất cả các ảnh hưởng khác làm giảm hoặc tăng sức bền mỏi của mối nối hàn (ảnh hưởng ăn mòn, ví dụ) được bao gồm trong hệ số này.

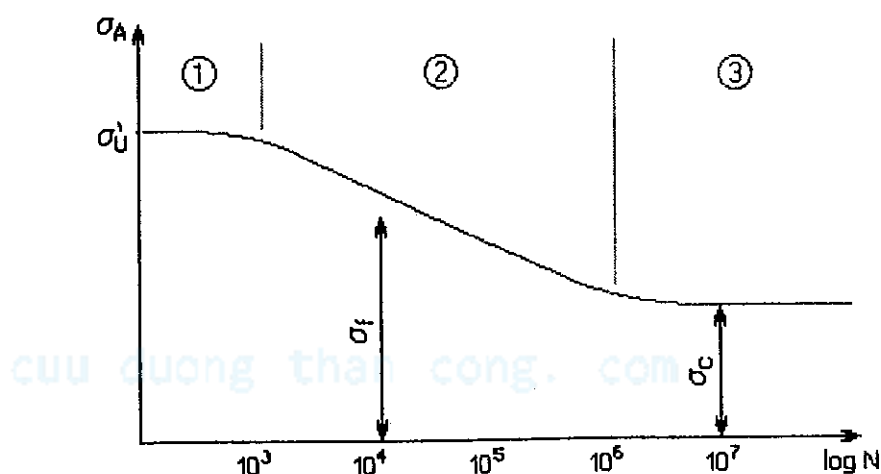
5.15 GIỚI HẠN BỀN MỎI PHỤ THUỘC THỜI GIAN

Xét theo tuổi thọ của mối nối mà chúng ta tính toán sức bền mỏi của mối hàn. Độ bền mỏi có thể được chia làm ba miền phân biệt theo số chu kỳ.

- Miền độ bền ở chu kỳ thấp (xấp xỉ $N \leq 10^3$ chu kỳ) - độ bền mỏi nối gần như không đổi. Tính toán tĩnh là đủ để kiểm tra mối nối.
- Miền độ bền được định thời gian ($10^4 \leq N \leq 10^6$ chu kỳ) - độ bền mỏi nối giảm khi số chu kỳ tăng.
- Miền độ bền ổn định (xấp xỉ $N > 6$ chu kỳ) - độ bền mỏi nối lại gần như không đổi.

Giới hạn bền mỏi σ_c và τ_c được dùng để tính sức bền mỏi của mối nối.

Sự phụ thuộc của sức bền mỏi của mối nối vào số chu kỳ N đối với tải trọng đổi chiều được trình bày ở hình vẽ sau:



Nếu như mối hàn được tính toán trong điều kiện tuổi thọ có giới hạn, tại miền độ bền được định thời gian, chúng ta phải biết đến giới hạn mỏi σ_f hoặc τ_f để tính toán sức bền mỏi nối. Công thức theo đơn vị Anh: $\sigma_f = 10^Y N_X$ được dùng để tính giới hạn này nếu như biết giới hạn bền mỏi σ_c . Các số mũ được tính theo như sau:

$$X = -\frac{1}{3} \cdot \log\left(\frac{\sigma_U}{\sigma_e}\right)$$

$$Y = \log\left(\frac{\sigma_U^2}{\sigma_e}\right)$$

Trong đó:

$\sigma_U \approx 0.9S_U$ - với uốn đối chiều

$\sigma_U \approx 0.75S_U$ - với lực kéo - nén

$\sigma_U \approx 0.72S_U$ - với xoắn (cắt) đối chiều

5.16 CÁC ĐƯỜNG CONG MỎI

Các loại đường cong mỏi khác nhau có thể được dùng để tính sức bền mỏi của mối nối hàn. Sau đây là các công thức cho các đường cong đơn lẻ của ứng suất pháp và cắt.

5.16.1 Phương pháp ứng suất trung bình thực

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e}\right) + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_F}\right) = 1, \quad \left(\frac{\tau_a}{\tau_e}\right) + \left(\frac{\tau_m}{\tau_F}\right) = 1$$

Trong đó:

σ_a, τ_a : Biên độ của ứng suất pháp (hoặc cắt) (MPa, Psi)

σ_e, τ_e : Giới hạn bền mỏi (MPa, Psi)

σ_m, τ_m : Ứng suất trung bình của chu kỳ (MPa, Psi)

σ_F, τ_F : Ứng suất trung bình thực (MPa, Psi)

$$\sigma_F = \frac{\sigma_e}{\psi}, \quad \tau_F = \frac{\tau_F}{\psi} \quad (\text{MPa, Psi})$$

ψ : Phụ thuộc vào vật liệu của mối nối - giá trị kinh nghiệm - với lực kéo và uốn ψ (0,15 ... 0,3) - với lực cắt ψ (0,1 ... 0,25).

5.16.2 Phương pháp Godman

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e}\right) + \left(\frac{\sigma_m}{S_U}\right) = 1, \quad \left(\frac{\tau_a}{\tau_e}\right) + \left(\frac{\tau_m}{S_{US}}\right) = 1$$

Trong đó:

σ_a, τ_a : Biên độ của ứng suất pháp (hoặc cắt) (MPa, Psi)

σ_e, τ_e : Giới hạn bền mỏi (MPa, Psi)

σ_m, τ_m : Ứng suất trung bình của chu kỳ (MPa, Psi)

S_U : Sức bền kéo tối đa (MPa, Psi)

S_{US} : Sức bền cắt tối đa. Trong đó: $S_{US} \approx 0.8 S_U$ (MPa, Psi)

5.16.3 Phương pháp bình phương

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_U}\right)^2 = 1, \quad \left(\frac{\tau_a}{\tau_e}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{S_{US}}\right)^2 = 1$$

Giải thích các biến xem mục 2 - phương pháp Godman

5.16.4 Phương pháp Parabôn của Gerber

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e}\right) + \left(\frac{\sigma_m}{S_U}\right)^2 = 1, \quad \left(\frac{\tau_a}{\tau_e}\right) + \left(\frac{\tau_m}{S_{US}}\right)^2 = 1$$

Giải thích các biến xem mục 2 - phương pháp Godman

5.16.5 Phương pháp của Keccecioglu, Chester và Dodge

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e}\right)^a + \left(\frac{\sigma_m}{S_U}\right)^2 = 1, \quad \left(\frac{\tau_a}{\tau_e}\right)^a + \left(\frac{\tau_m}{S_{US}}\right)^2 = 1$$

Trong đó:

- σ_a, τ_a : Biên độ của ứng suất pháp (kéo) (MPa, Psi)
- σ_e, τ_e : Giới hạn bền mỏi (MPa, Psi)
- σ_m, τ_m : Ứng suất trung bình của chu kỳ (MPa, Psi)
- S_U : Sức bền kéo tối đa (MPa, Psi)
- S_{US} : Sức bền cắt tối đa. Trong đó: $S_{US} \approx 0.8 S_U$ (MPa, Psi)
- a : Số mũ phụ thuộc vào vật liệu của mối nối. Giá trị kinh nghiệm a (2.6 ... 2.75).

5.16.6 Phương pháp của Bagci

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e}\right) + \left(\frac{\sigma_m}{S_Y}\right)^4 = 1, \quad \left(\frac{\tau_a}{\tau_e}\right) + \left(\frac{\tau_m}{S_{YS}}\right)^4 = 1$$

Trong đó:

- σ_a, τ_a : Biên độ của ứng suất pháp (cắt) (MPa, Psi)
- σ_e, τ_e : Giới hạn bền mỏi (MPa, Psi)
- σ_m, τ_m : Ứng suất trung bình của chu kỳ (MPa, Psi)
- S_Y : Sức bền kéo đứt (chảy) (MPa, Psi)
- S_{YS} : Sức bền cắt đứt (chảy). Trong đó: $S_{YS} \approx 0.577 S_Y$ (MPa, Psi)

5.16.7 Phương pháp Soderberg

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e}\right) + \left(\frac{\sigma_m}{S_Y}\right) = 1, \quad \left(\frac{\tau_a}{\tau_e}\right) + \left(\frac{\tau_m}{S_{YS}}\right) = 1$$

Để giải thích các biến, xem mục 6 - phương pháp của Bagci

5.17 HỆ SỐ AN TOÀN CỦA MỖI HÀN CHỊU TẢI TRỌNG TĨNH

Hệ số an toàn tối thiểu theo yêu cầu của mối hàn trong quá trình chịu tải trọng tĩnh là tỷ số của ứng suất cho phép tại mối nối hàn và giới hạn chảy của vật liệu làm mối nối $n_s = S_V/\sigma_{AI}$ hoặc $n_s = S_V/\tau_{AI}$

Độ an toàn theo yêu cầu của mối hàn ảnh hưởng bởi phương pháp hàn và chất lượng thiết kế hàn (hình dạng và gia công bề mặt, gia cố hàn, tính đồng nhất mối hàn, sự ngăn hàn...) do đòi hỏi về độ tin cậy, đe dọa đối với mạng sống người khi mối hàn gây ra.

Phương pháp tính toán không xét đến sự gây đòn bẩy bất ngờ có thể xảy ra và sự biến đổi các trị số cơ học của vật liệu do nhiệt độ và ứng suất dư. Tính toán chỉ đặt ứng suất danh nghĩa cho tải trọng được đưa ra ở một mặt cắt (tiết diện) nào đấy. Không xét đến tập trung ứng suất và các ứng suất bên trong. Lưu ý tất cả những điều này khi chúng ta đưa ra độ an toàn tối thiểu theo yêu cầu của mối nối.

Cần cân nhắc phương pháp tính toán được sử dụng khi xác định hệ số an toàn. Cả 2 phương pháp tính mối hàn chịu tải tĩnh đều giải quyết vấn đề độ an toàn của mối hàn.

5.17.1 Phương pháp tính chuẩn

Tải trọng cho phép của mối hàn được so sánh trực tiếp với ứng suất pháp, ứng suất cắt hoặc ứng suất giảm sinh ra để xem xét mối hàn có đạt yêu cầu hay không. So sánh này được thực hiện dựa theo loại mối hàn, thiết kế hàn và phương thức tải trọng. Hiển nhiên rằng độ an toàn theo yêu cầu của mối hàn là phụ thuộc vào loại ứng suất và hướng ứng suất sinh ra tại mối hàn. Cần thiết phải xác định các hệ số an toàn khác nhau cho từng loại mối hàn, hình dạng mối hàn và thiết kế mối hàn cho mối hàn chịu tải kết hợp. Các giá trị kinh nghiệm cho hệ số an toàn tối thiểu đối với các loại mối hàn khác nhau được trình bày ở bảng sau:

Loại mối hàn, tải trọng	n_s
Hàn giáp mối chịu lực kéo	1.6 ... 2.2
Hàn giáp mối chịu lực uốn	1.5 ... 2.0
Hàn giáp mối chịu lực cắt	2.0 ... 3.0
Hàn giáp mối chịu tải trọng kết hợp	1.4 ... 2.7
Hàn góc chịu tải lên mặt phẳng	2.0 ... 3.0
Hàn góc chịu tải ngoài không gian	1.4 ... 2.7
Hàn nút và hàn rãnh	2.0 ... 3.0
Hàn nút chịu lực cắt	2.2 ... 3.0
Hàn nút chịu sức căng (xé)	2.5 ... 3.3

5.17.2. Phương pháp so sánh ứng suất

So sánh ứng suất cho phép của mối hàn với ứng suất so sánh phụ. Ứng suất so sánh này đạt được từ các ứng suất thành phần đã được tính, bằng cách dùng hệ số chuyển đổi của mối hàn. Ảnh hưởng của các loại ứng suất khác nhau (sinh ra tại mối nối hàn) tới độ an toàn của mối nối được xét trong hệ số an toàn. Cho nên chỉ cần một hệ số an toàn chung cho tất cả các loại

mối hàn, hình dạng mối hàn và thiết kế của mối hàn và tải trọng kết hợp. Giá trị tối thiểu theo kinh nghiệm cho hệ số an toàn nằm trong phạm vi $n_s = (1,25 \dots 2)$.

5.18 HỆ SỐ AN TOÀN CỦA MỐI HÀN CHỊU TẢI TRỌNG MỎI

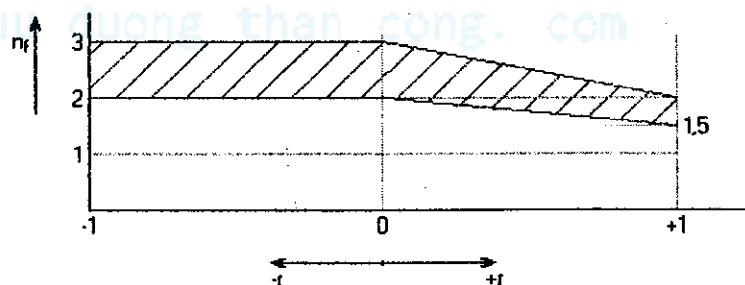
Nhân tố an toàn tối thiểu theo yêu cầu của mối hàn trong suốt quá trình chịu tải trọng mỏi (n_f)

chỉ ra một tỷ số của tải trọng mỏi và ứng suất của mối hàn đã được tính toán $n_f \leq \frac{\sigma_A}{\sigma_a}$ hoặc $n_f \leq \frac{\tau_A}{\tau_a}$.

Tại các mối nối hàn chịu tải mỏi, một số nhân tố có ảnh hưởng đến chất lượng khớp nối (chẳng hạn như điều kiện vận hành, loại mối hàn và thiết kế mối hàn, và độ tin cậy) đã được xét trong tính toán độ bền mỏi của mối hàn. Điều này khác với tính toán tĩnh. Cho nên cần phải lưu ý đến chất lượng của thiết kế hàn khi đưa ra hệ số an toàn mỏi. Xét đặc điểm của tải trọng mỏi (đặc biệt là đối với tải trọng đối chiều). Sự tập trung ứng suất lớn sinh ra từ mối hàn không đồng nhất sẽ làm giảm độ an toàn của mối nối. Cho nên, chỗ tiếp nối giữa vật liệu hàn và vật liệu được hàn là phần nguy hiểm nhất của mối hàn. Những ảnh hưởng của các ngăn là lớn nhất tại các chỗ thiết kế hoặc gia công không phù hợp. Hàn không tốt ở chân mối hàn giáp mối hoặc những khe hở không hàn ở chân của mối hàn góc có ảnh hưởng rất bất lợi đến tuổi thọ mối hàn.

Giá trị kinh nghiệm của hệ số an toàn khi chịu tải trọng mỏi được chỉ ra trong phạm vi $n_f = (1.5 \dots 3)$ và phụ thuộc vào kiểu tải trọng mỏi. Nói chung, tải trọng đối chiều là kém thuận lợi hơn tải trọng dao động khi xét tải trọng mỏi của mối hàn.

Hình vẽ sau đây minh họa ảnh hưởng của quá trình chịu tải tới độ an toàn của mối hàn. Miền giá trị kinh nghiệm tối thiểu cho hệ số an toàn (phụ thuộc vào giá trị của hệ số không cân xứng của chu kỳ $r = \sigma_n / \sigma_{1n}$) được đánh dấu bằng những đường thẳng song song.



5.19 HỆ SỐ CHUYỂN ĐỔI CỦA MỐI HÀN

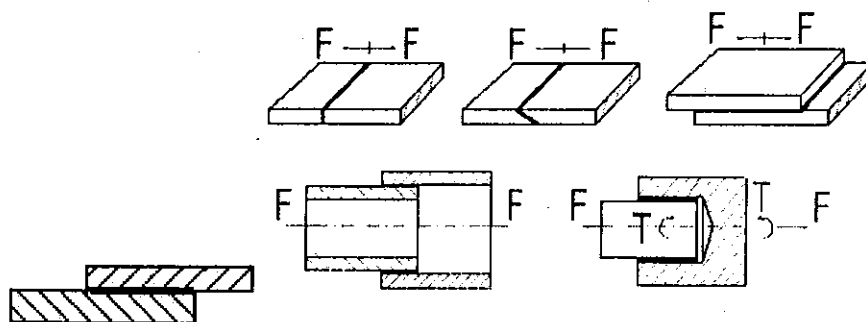
Giá trị kinh nghiệm của hệ số mối hàn (α) cho các loại mối hàn cụ thể

Loại mối hàn	Tải trọng	Hệ số của mối nối hàn			
Hàn giáp mối	Nén	α_1	100		
	Kéo		0.85	$0.90^2)$	$1.00^3)$
	Cắt	α_2	0.70		
Hàn góc	Lên đầu	α_3	$0.75^4)$	$0.90^5)$	$1.00^6)$
	Lên mặt	α_4	$0.65^4)$	$0.80^5)$	$0.90^6)$
Hàn nút và hàn xẻ rãnh	Cắt	α	0.65		
Hàn điểm	Cắt	α	0.65		
	Xé rách	α	0.5		

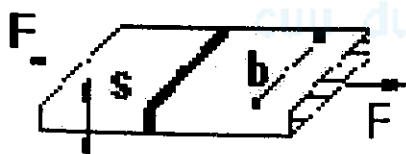
- 1) Hệ số của mối hàn trong trường hợp lực tải dọc theo trục mối hàn $\alpha = 1$
- 2) Áp dụng cho hàn tiếp xúc
- 3) Áp dụng cho:
 - A. Hàn giáp mối thủ công và được đỡ bởi mối hàn từ mặt đế sau khi tạo rãnh.
 - B. Hàn giáp mối ngẫu hai chiều, hàn tự động dưới chất trợ dung hoặc trong CO_2 tạo được tối thiểu từ một mặt.
 - C. Hàn điện dưới lớp xỉ
- 4) Áp dụng cho hàn hồ quang trong đó độ bền điện cực được dùng phù hợp với độ bền của vật liệu được hàn.
- 5) Áp dụng cho:
 - A. Hàn hồ quang của vật liệu được hàn mà có sức bền kéo thấp hơn 20% so với sức bền bé nhất của kim loại hàn của điện cực sử dụng.
 - B. Hàn nhúng bán tự động, hàn bán tự động và tự động bao bởi môi trường CO_2 và cho hàn nhúng tự động với các mối hàn một lớp hoặc nhiều lớp đối với mối hàn cao 8mm.
- 6) Áp dụng cho hàn nhúng tự động của các mối hàn một lớp cho chiều cao $a < 8\text{mm}$.

5.20 CÁCH TÍNH TOÁN MỐI NỐI HÀN BẰNG HỢP KIM

Thiết kế các mối hàn hợp kim và kiểm tra độ bền của chúng. Tính toán kiểm tra nhiều loại mối hàn hợp kim tiêu biểu chịu tải các loại tải trọng khác nhau. Chúng ta có thể thiết kế các thông số hình học cho loại mối nối hàn bằng hợp kim, chiều dày tối thiểu của vật liệu được dùng trong thiết kế, và kiểm tra độ bền. Tính toán sẽ được ghi vào một tệp xác định của người sử dụng (*.cal). Hàn hợp kim và hàn đồng thau là phương pháp nối các chi tiết kim loại không phải phá và di dời mối nối, dùng hợp kim hàn nóng chảy. Vật liệu được hàn sẽ không bị nóng chảy.



5.20.1 Tính toán mối hàn giáp mối



Ứng suất cho phép của mối nối khi chịu kéo

$$\sigma_A = \frac{S_U}{k_T}$$

Ứng suất kéo tại mối nối

$$\sigma_A = \frac{F}{b.s}$$

Độ dày tối thiểu của các chi tiết nối với nhau

$$s_{\min} = \frac{F}{b.\sigma_A}$$

Kiểm tra độ bền

$$\sigma \leq \sigma_A$$

Ý nghĩa của các biến được dùng theo đơn vị hệ Mét

- S_U : Sức bền mối nối khi chịu kéo (MPa)
- k_T : Hệ số an toàn khi chịu kéo
- F : Lực quy đổi (N)
- b : Độ rộng của các chi tiết nối với nhau (mm)
- s : Độ dày của các chi tiết nối (mm)

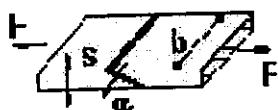
Ý nghĩa của các biến được dùng theo đơn vị Anh

- S_U : Sức bền mối nối khi chịu kéo (Psi)
- k_T : Hệ số an toàn khi chịu kéo
- F : Lực quy đổi (Lb)
- b : Độ rộng của các chi tiết nối với nhau (in)
- s : Độ dày của các chi tiết nối (in)

Hợp kim hàn mềm

Kim loại phụ gia đồng thau

5.20.2 Tính toán mối hàn vát



Ứng suất cho phép của mối nối khi chịu lực căng

$$\sigma_A = \frac{S_U}{k_T}$$

Ứng suất cho phép của mối nối khi chịu lực cắt

$$\tau_A = \frac{S_{US}}{k_S}$$

Ứng suất kéo tại mối nối

$$\sigma = \frac{F.\sin^2\left(\frac{\alpha.\pi}{180}\right)}{b.s}$$

Ứng suất cắt

$$\tau = \frac{F.\sin\left(\frac{\alpha.\pi}{180}\right).\cos\left(\frac{\alpha.\pi}{180}\right)}{b.s}$$

Kiểm tra sức bền

$$\sigma \leq \sigma_A \text{ và } \tau \leq \tau_A$$

Độ dày tối thiểu của các chi tiết được nối

$$s_{\min} = \max \{s_1, s_2\}$$

Trong đó:

$$s_1 = \frac{F \cdot \sin^2\left(\frac{\alpha \cdot \pi}{180}\right)}{b \cdot \sigma_A}, \quad s_2 = \frac{F \cdot \sin\left(\frac{\alpha \cdot \pi}{180}\right) \cdot \cos\left(\frac{\alpha \cdot \pi}{180}\right)}{b \cdot \tau_A}$$

Ý nghĩa của các biến theo hệ Mét

- S_U : Sức bền mối nối chịu kéo (MPa)
- k_T : Hệ số an toàn khi kéo
- S_{US} : Sức bền mối nối chịu lực cắt (MPa)
- k_S : Hệ số an toàn chịu cắt
- F : Lực chuyển đổi (N)
- b : Độ rộng các chi tiết được nối (mm)
- s : Độ dày các chi tiết được nối (mm)

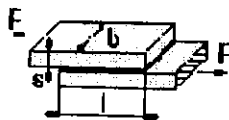
Ý nghĩa của các biến theo hệ Anh

- S_U : Sức bền mối nối chịu kéo (Psi)
- k_T : Hệ số an toàn khi kéo
- S_{US} : Sức bền mối nối chịu lực cắt (Psi)
- k_S : Hệ số an toàn chịu cắt
- F : Lực chuyển đổi (Lb)
- b : Độ rộng các chi tiết được nối (in)
- s : Độ dày các chi tiết được nối (in)

Hợp kim hàn mềm

Kim loại phụ gia đồng thau

5.20.3 Tính toán mối hàn chồng



Ứng suất cho phép của mối nối chịu lực cắt

$$\tau_A = \frac{S_{US}}{k_S}$$

Ứng suất cắt tại mối nối

$$\tau = \frac{F}{b \cdot L}$$

Kiểm tra sức bền

$\tau \leq \tau_A$: Chiều dài tối thiểu của mối hàn chồng

$$L_{\min} = \frac{F}{b \cdot \tau_A}$$

Thiết kế tối ưu chiều dài hàn chồng:

Đoán rằng sự phá huỷ xảy ra ở bản thân mối nối, và không phải ở vật liệu chi tiết.

$$L_{\text{opt}} = \max\{L_{\min}, L_1\}$$

Trong đó:

$$L_1 = \frac{S_{Ub} \cdot s}{S_{US}}$$

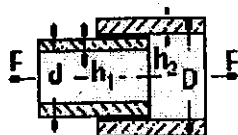
Nghĩa của các biến theo đơn vị hệ Mét

- S_{US} : Sức bền mối nối chịu lực cắt (MPa)
- k_s : Hệ số an toàn chịu lực cắt
- F : Lực chuyển đổi (N)
- b : Độ rộng của các chi tiết nối (mm)
- L : Chiều dài của phần nối chồng (mm)
- S_{Uh} : Độ bền kéo của vật liệu (MPa)
- s : Độ dày của các chi tiết nối (mm)

Nghĩa của các biến theo đơn vị Anh

- S_{US} : Sức bền mối nối chịu lực cắt (Psi)
- k_s : Hệ số an toàn chịu lực cắt
- F : Lực chuyển đổi (Lb)
- b : Độ rộng của các chi tiết nối (in)
- L : Chiều dài của phần nối chồng (in)
- S_{Uh} : Độ bền kéo của vật liệu (Psi)
- s : Độ dày của các chi tiết nối (in)

5.20.4 Tính toán mối hàn ống



Ứng suất cho phép của mối nối khi chịu lực cắt

$$\tau_A = \frac{S_{US}}{k_s}$$

Ứng suất cắt tại mối nối

$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot L}$$

Kiểm tra độ bền

$$\tau \leq \tau_A$$

Chiều sâu tối thiểu của mối hàn

$$L_{\min} = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot \tau_A}$$

Thiết kế chiều sâu tối ưu của mối hàn:

Tính toán rằng, sự phá hỏng có thể xảy ra ở bản thân mối nối, không phải ở tại vật liệu chi tiết.

$$L_{\text{opt}} = \max\{L_{\min}, L_1\}$$

Trong đó:

$$L_1 = \frac{S_{Ub} \cdot f}{S_{US}}$$

và hệ số nối f cho $h_1 < h_2$:

$$f = \left(1 - \frac{h_1}{d}\right) \cdot h_1$$

cho $h_1 > h_2$

$$f = \left(1 + \frac{h_2}{d}\right) \cdot h_2$$

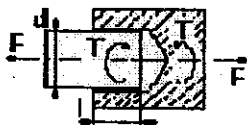
Nghĩa của các biến theo đơn vị hệ Mét

S_{US}	: Sức bền mối nối chịu lực cắt (MPa)
k_S	: Hệ số an toàn chịu lực cắt
F	: Lực tác động (N)
d	: Đường kính ống trong hay là đường kính nấc (mm)
L	: Độ sâu mối hàn (mm)
S_{Ub}	: Độ bền kéo của vật liệu chi tiết (MPa)
h_1	: Độ dày ống trong (mm)
h_2	: Độ dày ống ngoài (mm)

Nghĩa của các biến theo đơn vị Anh

S_{US}	: Sức bền mối nối chịu lực cắt (Psi)
k_S	: Hệ số an toàn chịu lực cắt
F	: Lực tác động (Lb)
d	: Đường kính ống trong hay là đường kính nấc (in)
L	: Độ sâu mối hàn (in)
S_{Ub}	: Độ bền kéo của vật liệu chi tiết (Psi)
h_1	: Độ dày ống trong (in)
h_2	: Độ dày ống ngoài (in)

5.20.5 Tính toán mối nối từng nấc



Đơn vị hệ Mét

Ứng suất cho phép của mối nối khi chịu lực cắt

$$\tau_A = \frac{S_{US}}{k_S} \quad (\text{MPa})$$

Ứng suất cắt do lực

$$\tau_1 = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot L} \quad (\text{MPa})$$

Ứng suất cắt do mômen

$$\tau_2 = \frac{2 \cdot 1000 \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot L} \quad (\text{MPa})$$

Ứng suất hợp

$$\tau_{red} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \quad (\text{MPa})$$

Kiểm tra độ bền

$$\tau_{red} \leq \tau_A$$

Độ sâu tối thiểu của nấc

$$L_{min} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 1000 \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot \tau_A}\right)^2 + \left(\frac{F}{\pi \cdot d \cdot \tau_A}\right)^2} \quad (\text{mm})$$

Thiết kế độ sâu tối ưu của mối hàn:

Cho rằng, sự phá hỏng có thể xảy ra tại bản thân mối nối, không phải tại vật liệu chế tạo chi tiết.

$$L_{opt} = \max\{L_{min}, L_1\} \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

$$L_1 = \frac{S_{Ub} \cdot d}{S_{US} \cdot 4} \quad (\text{mm})$$

Nghĩa của các biến theo đơn vị hệ Mét:

S_{US} : Sức bền mối nối chịu lực cắt (MPa)

k_s : Hệ số an toàn chịu lực cắt

F : Lực tác động (N)

d : Đường kính mối hàn (mm)

L : Độ sâu mối hàn (mm)

M_K : Mômen xoắn (MPa)

S_{Ub} : Độ bền kéo của vật liệu chi tiết (MPa)

Đơn vị Anh

Ứng suất cho phép của mối nối khi chịu lực cắt

$$\tau_A = \frac{S_{US}}{k_s} \quad (\text{Psi})$$

Ứng suất cắt do lực

$$\tau_1 = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot L} \quad (\text{Psi})$$

Ứng suất cắt do mômen

$$\tau_2 = \frac{2 \cdot 12 \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot L} \quad (\text{Psi})$$

Ứng suất tương đương

$$\tau_{red} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \quad (\text{Psi})$$

Kiểm tra độ bền

$$\tau_{red} \leq \tau_A$$

Độ sâu tối thiểu của mối hàn

$$L_{min} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 12 \cdot T}{\pi \cdot d^2 \cdot \tau_A}\right)^2 + \left(\frac{F}{\pi \cdot d \cdot \tau_A}\right)^2} \quad (\text{in})$$

Thiết kế chiều sâu tối ưu của mối hàn:

Thiết kế chiều sâu tối ưu của mối hàn tính rằng sự phá hỏng có thể xảy ra ở bản thân mối nối, không phải ở vật liệu chi tiết.

$$L_{opt} = \max\{L_{min}, L_1\} \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

$$L_1 = \frac{S_{Ub} \cdot d}{S_{US} \cdot 4} \quad (\text{in})$$

Nghĩa của các biến theo đơn vị hệ Anh

- S_{US} : Sức bền mối nối chịu lực cắt (Psi)
- k_s : Hệ số an toàn chịu lực cắt
- F : Lực tác động (Lb)
- d : Đường kính mối hàn (in)
- L : Độ sâu mối hàn (in)
- M_k : Mômen xoắn (Psi)
- S_{Ub} : Độ bền kéo của vật liệu chi tiết (Psi)

5.20.6 Các giá trị định mức dùng cho độ bền của mối hàn

Trong trường hợp chịu tải tĩnh, đơn vị hệ Mét

Vật liệu chi tiết	Loại chất hàn	Chịu kéo	Chịu cắt
		$R_m[\text{MPa}]$	$R_{ms}[\text{MPa}]$
Thép có độ bền thấp	Chất hàn thiếc	30-80	20-40
	Chất hàn từ hợp kim đồng	200-350	100-220
	Chất hàn bạc	220-400	120-250

Trường hợp chịu tải tĩnh, đơn vị Anh

Vật liệu chi tiết	Loại chất hàn	Chịu kéo	Chịu cắt
		$R_m[\text{psi}]$	$R_{ms}[\text{psi}]$
Thép có độ bền thấp	Chất hàn thiếc	4500-11500	2900-5800
	Chất hàn từ hợp kim đồng	29000-50000	14500-32000
	Chất hàn bạc	32000-580000	17500-36000

5.20.7 Hợp kim hàn mềm

Thành phần danh nghĩa (%)				Nhiệt độ nóng chảy (°C)	Ứng dụng
Sn	Pb	Sb	Ag		

70	30	-	-	183 – 192	Để mạ kim loại
63	37	-	-	183 – 183	Là hợp kim hàn có độ nóng chảy thấp nhất, dùng cho phương pháp hàn nhúng và hàn tay
60	40	-	-	183 – 190	“Chất hàn mịn” được dùng cho các mục đích chung nhưng đặc biệt dùng cho bộ phận nào yêu cầu nhiệt độ không cao.
50	50	-	-	183 – 216	Dùng cho mục đích chung, phổ biến
40	60	-	-	183 – 238	Dùng để nối các ống chì, các vỏ bọc cáp. Dùng cho các lõi của máy bức xạ tự động, các máy toả nhiệt.
35	65	-	-	183 – 247	Dùng cho các mục đích chung, hàn chạy
30	70	-	-	183 – 255	Dùng cho hàn máy, hàn đèn
20	-	80	-	183 – 277	Dùng cho mạ và nối kim loại, và các vết dập trong các bộ phận tự động hoá.
10	90	-	-	268 – 299	Để mạ và nối kim loại
35	63.2	1.8	-	185 – 243	Để tẩy và tất cả các ứng dụng trừ sắt mạ kẽm
25	73.7	1.3	-	184 – 262	Dùng để hàn máy và hàn đèn xi trừ sắt mạ kẽm
95	-	5	-	233 – 240	Dùng cho các mối nối trên đồng trong các công việc về điện, dò tìm và nhiệt.
1	97.5	-	1.5	309 – 309	Sử dụng trên đồng đỏ, đồng thau và các kim loại tương tự với đèn xi.

5.20.8 Kim loại phụ gia cho hàn bằng đồng

Phân loại	Thành phần danh nghĩa					Nhiệt hàn đồng °C	Sử dụng
	Ag	Cu	Al	Ni	Other		
BAISi-2	-	-	92.5	-	Si, 7.5	1110 - 1150	Dùng để nối hợp kim nhôm và hợp kim đúc. Tất cả các kim loại phụ gia này đều thích hợp cho việc hàn trong lò và hàn nhúng. Loại BAISi-3 và BAISi-5 thích hợp cho hàn đồng bằng đèn xi.
BAISi-3	-	4	86	-	Si, 10	1060 - 1120	

BAISi-5	-	-	90	-	Si, 10	1090 - 1120	
BAISi-6	-	-	90	-	Si, 7.5 Mg, 2.5	1125 - 1150	
BAISi-8	-	-	86.5	-	Si, 12 Mg, 1.5	1080 - 1120	
BAISi-10	-	-	86.5	-	Si, 11 Mg, 2.5	1080 - 1120	
BAISi-11	-	-	88.4	-	Si, 10 Mg, 1.5 Bi, 0.1	1090 - 1120	
BCuP-1	-	95	-	-	P, 5	1450 - 1700	
BCuP-3	5	89	-	-	P, 6	1300 - 1500	
BCuP-5	15	80	-	-	P, 5	1300 - 1500	
BCuP-7	5	88	-	-	P, 6.8	1300 - 1500	

Dùng làm kim loại phụ gia cho hàn đồng trong chân không, Mg đóng vai trò là chất nhận ôxi.

Dùng để nối đồng đỏ và hợp kim của nó. Hạn chế dùng trên Bạc, Wonfam (W) và Molipden (Mo). Không dùng trên hợp kim chứa sắt (II) và hợp kim gốc Niken. Được dùng cho hợp kim đồng - niken nhưng phải thận trọng khi thành phần Niken vượt quá 30%. Phù hợp cho tất cả quy trình hàn bằng đồng. Dùng cho hàn chồng và hàn giáp mối.

Phân loại	Thành phần danh nghĩa						Nhiệt hàn đồng °C	Sử dụng
	Ag	Cu	Zn	Al	Ni	Other		
BAG-1	45	15	16	-	-	Cd, 24	1145 - 1400	Dùng để nối hầu hết các kim loại đen và kim loại màu, trừ Nhôm và Magiê. Các kim loại phụ gia này có tính chất tốt để hàn bằng đồng. Có thể dùng tất cả các phương pháp đốt nhiệt. Dùng cho hàn chống nhưng không dùng cho hàn giáp mối.
BAG-2	35	26	21	-	-	Cd, 18	1295 - 1550	
BAG-4	40	30	28	-	2	-	1435 - 1650	
BAG-6	50	34	16	-	-	-	1425 - 1600	
BAG-8	72	28	-	-	-	-	1495 - 1650	
BAG-13	54	40	5	-	1	-	1575 - 1775	
BAG-18	60	30	-	-	-	Sn, 10	1325 - 1550	
BAG-20	30	38	32	-	-	-	1410 - 1600	
BAG-22	49	16	23	-	4.5	Mn, 7.5	1290 - 1525	
BAG-24	50	20	28	-	2	-	1305 - 1550	
BAG-26	25	38	33	-	2	Mn, 2	1475 - 1600	
BAG-28	40	30	28	-	-	Sn, 2	1310 - 1550	

Phân loại	Thành phần danh nghĩa						Nhiệt hàn đồng °C	Sử dụng
	Ni	Cu	Cr	B	Si	Other		
BCu-1	-	100	-	-	-	-	2000 - 2100	Dùng để nối các kim loại màu và kim loại đen khác nhau có thể dùng với nhiều qui trình hàn bằng đồng. Tránh quá nhiệt đối với hợp kim Đồng - Kẽm.
BCu-2	-	86.5	-	-	-	0, 13.5	2000 - 2100	
RBCuZn-A	-	59	-	-	-	Zn, 41	1670 - 1750	
RBCuZn-C	-	58	-	-	0.1	Zn, 40 Fe, 0.7 Mn, 0.3 Sn, 1	1670 - 1750	
RBCuZn-D	10	48	-	-	0.2	Zn, 42	1720 - 1800	
BCuZn-E	-	50	-	-	-	Zn, 50	1610 - 1725	

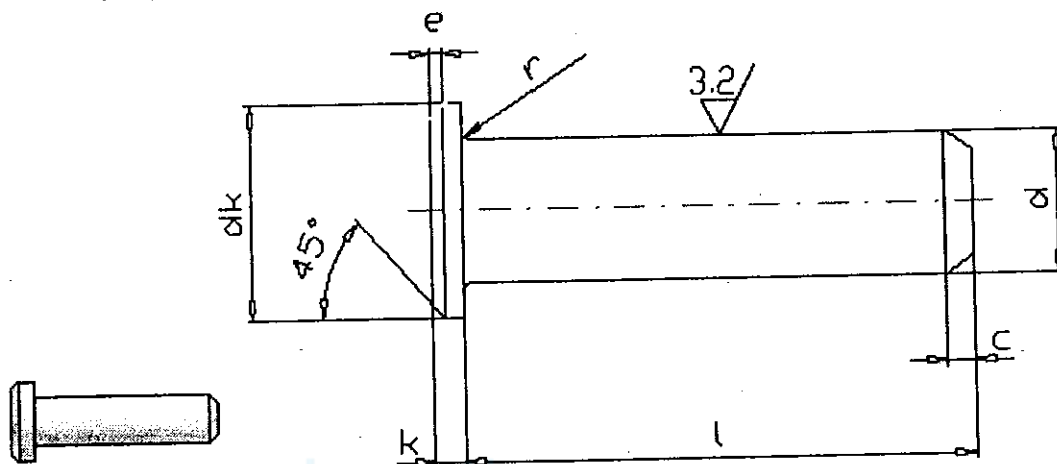
BCuZn-F	-	50	-	-	-	Zn, 46.5 Sn, 3.5	1580 - 1700	Có thể dùng cho hàn chống và hàn giáp mối.
BCuZn-G	-	70	-	-	-	Zn, 30	1750 - 1850	
BCuZn-H	-	80	-	-	-	Zn, 20	1830 - 1950	
BAu-1	-	63	-	-	-	Au, 37	1860 - 2000	Dùng cho hàn bằng đồng các kim loại sắt, niken và kim loại gốc Coban, mà đòi hỏi chống oxi hoá và ăn mòn. Tỷ lệ tương tác với kim loại gốc thấp và sử dụng trên kim loại gốc mỏng được dễ dàng. Được dùng với đốt nóng cảm ứng, đốt nóng bằng lò và đốt nóng điện trở ở môi trường khí khử ở trong chân không và không có nóng chảy. Với các ứng dụng khác, thì dùng axits borax-boric làm chảy
BAu-2	-	20.5	-	-	-	Au, 79.5	1635 - 1850	
BAu-4	18.5	-	-	-	-	Au, 81.5	1740 - 1840	
BAu-6	22	-	-	-	-	Au, 70 Pd, 8	1915 - 2050	
BCo-1	17	-	-	-	8	Cr, 19 W, 4 B, 0.8 C, 0.4 Co, 59	2100 - 2250	Nối chung được dùng cho các tính chất nhiệt cao và tương hợp với kim loại gốc Coban.

CHƯƠNG 6

MỐI NỐI LỎNG

Cách tính toán thành phần mối nối bằng chốt

Giúp tính toán và thiết kế mối nối bằng chốt kẹp thanh chữ U, bao gồm kiểm tra độ bền chốt, kiểm tra vật liệu chi tiết, và đường kính tối thiểu của chốt.



6.1 CÔNG THỨC TÍNH THEO HỆ MÉT

Ứng suất uốn:

$$\sigma_B = \frac{M_B}{W_B} = \frac{F(b+2a)}{8 \frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{4F(b+2a)}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{BA} \quad (\text{MPa})$$

Áp lực lên thân:

$$p_1 = \frac{F}{d \cdot b} \leq p_{1A} \quad (\text{MPa})$$

Áp lực lên mũ:

$$p_2 = \frac{F}{2d \cdot a} \leq p_{2A} \quad (\text{MPa})$$

Ứng suất cắt:

$$\tau = \frac{2F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_A \quad (\text{MPa})$$

Trong đó:

F : Lực tác động (N)
 σ_B : Ứng suất uốn (MPa)

σ_{BA}	: Ứng suất uốn cho phép (MPa)
M_B	: Mômen uốn (Nmm)
Z_B	: Môđun tiết diện uốn (mm^3)
τ	: Ứng suất cắt (MPa)
τ_A	: Ứng suất cắt cho phép (MPa)
d	: Đường kính chốt (mm)
p_1	: Áp lực lên thân (MPa)
p_2	: Áp lực lên mũ (MPa)
p_{1A}	: Áp lực cho phép lên thân (MPa)
p_{2A}	: Áp lực cho phép lên mũ (MPa)
b	: Chiều rộng thân (mm)
a	: Chiều rộng mũ (mm)

6.2 CÔNG THỨC TÍNH THEO HỆ ANH

Ứng suất uốn:

$$\sigma_B = \frac{M_B}{W_B} = \frac{F(b+2a)}{8 \frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{4F(b+2a)}{\pi \cdot d^3} \leq \sigma_{BA} \quad (\text{Psi})$$

Áp lực lên thân:

$$p_1 = \frac{F}{d \cdot b} \leq p_{1A} \quad (\text{Psi})$$

Áp lực lên mũ:

$$p_2 = \frac{F}{2d \cdot a} \leq p_{2A} \quad (\text{Psi})$$

Ứng suất cắt:

$$\tau = \frac{2F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_A \quad (\text{Psi})$$

Trong đó:

F	: Lực tác động (Lb)
σ_B	: Ứng suất uốn (Psi)
σ_{BA}	: Ứng suất uốn cho phép (Psi)
M_B	: Mômen uốn (Lbft)
Z_B	: Môđun tiết diện uốn (in^3)
τ	: Ứng suất cắt (Psi)
τ_A	: Ứng suất cắt cho phép (Psi)
d	: Đường kính chốt (in)
p_1	: Áp lực lên thân (Psi)
p_2	: Áp lực lên mũ (Psi)
p_{1A}	: Áp lực cho phép lên thân (Psi)
p_{2A}	: Áp lực cho phép lên mũ (Psi)
b	: Chiều rộng thân (in)
a	: Chiều rộng mũ (in)

6.3 CÁC ỨNG SUẤT CHO PHÉP THEO TÍNH TOÁN ĐƠN VỊ HỆ MÉT CỦA MỖI NỐI CHỐT CÓ MŨ

Vật liệu chi tiết	Bê cố định P_A (MPa)			Bê di động P_A (MPa)		
	Tĩnh	Lập	Đối chiều	Tĩnh	Lập	Đối chiều
Thép mác 37, 42	84	65	50	30	24	12
Thép mác 50, 60 - mác cao và thép hợp kim	120	90	60	30	24	12
Thép đúc	80	60	40	30	24	12
Gang xám	70	50	30	40	32	16
Vật liệu chốt	σ_{BA} (MPa)			τ_A (MPa)		
	Tĩnh	Lập	Đối chiều	Tĩnh	Lập	Đối chiều
11 373, 11 423, 11 110	80	55	35	50	35	25
11 500	110	80	50	70	50	35
11 600	130	95	60	85	60	42
11 700, 12 040	150	110	68	100	68	48

Trong đó:

- P_A : Áp lực cho phép (MPa)
 σ_{BA} : Ứng suất uốn cho phép (MPa)
 τ_A : Ứng suất cắt cho phép (MPa)

6.4 CÁC ỨNG SUẤT CHO PHÉP THEO TÍNH TOÁN ĐƠN VỊ HỆ ANH CỦA MỖI NỐI CHỐT CÓ MŨ

Vật liệu chi tiết	Bê cố định P_A (Psi)			Bê di động P_A (Psi)		
	Tĩnh	Lập lại d	Đối chiều	Tĩnh	Lập lại d	Đối chiều
Thép mác 37, 42	11 950	9 250	7 110	4 260	3 400	1 700
Thép mác 50, 60 - mác cao và thép hợp kim	17 050	12 800	8 500	4 260	3 400	1 700
Thép đúc	11 400	8 500	5 700	4 260	3 400	1 700
Gang xám	10 000	4 260	4 260	5 700	4 550	2 300

Vật liệu chốt	σ_{BA} (Psi)			τ_A (Psi)		
	Tính	Lập lại d	Đối chiếu	Tính	Lập lại d	Đối chiếu
11 373, 11 423, 11 110	11 400	7 800	5 000	7 100	5 000	3 550
11 500	15 650	11 400	7 100	9 950	7 100	5 000
11 600	18 500	13 500	8 500	12 100	8 500	6 000
11 700, 12 040	21 300	15 650	9 700	14 200	9 700	6 800

Trong đó:

p_A : Áp lực cho phép (Psi)
 σ_{BA} : Ứng suất uốn cho phép (Psi)
 τ_A : Ứng suất cắt cho phép (Psi)

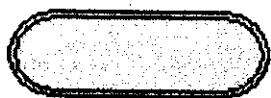
cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

CHƯƠNG 7

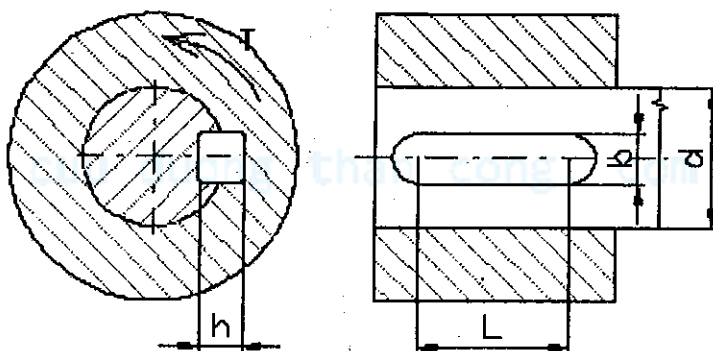
MỐI NỐI THEN

7.1 CÁCH TÍNH CÁC THÀNH PHẦN MỐI NỐI THEN BẰNG



Để thiết kế mối nối then bằng, và kiểm tra độ bền của mối nối. Khi chúng ta nhập số liệu đường kính trục, một then phù hợp cùng với chiều dài tối thiểu chịu được lực yêu cầu sẽ được chọn lựa. Chúng ta có thể tính toán tới 3 then.

7.1.1 Mối nối then bằng - công thức tính theo đơn vị hệ Mét



Mômen xoắn được truyền:

$$T = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot P}{\pi \cdot n} \quad (\text{Nm})$$

Chiều dài tối thiểu của then cần thiết để truyền Mômen xoắn:

$$L_{f \min} = \frac{4 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot p_A \cdot h \cdot c \cdot k_{ef}} \quad (\text{mm})$$

Áp lực tính được

$$P_c = \frac{4 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot L_f \cdot h \cdot c \cdot k_{ef}} \quad (\text{Mpa})$$

Kiểm tra độ bền:

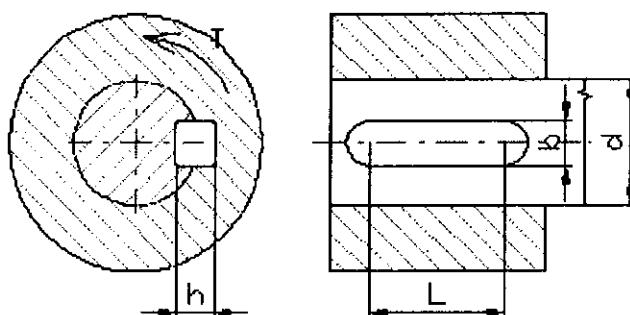
$$P_v \leq \psi P_A$$

Trong đó:

- T : Mômen xoắn được truyền (Nm)
- n : Vận tốc (rpm)
- d : Đường kính trục (mm)

- p_A : Áp lực cho phép lên vật liệu với chất lượng tối thiểu, thường là vật liệu làm ống nối (Mpa)
 h : Chiều cao then (mm)
 c : Số then
 k_{ef} : Hệ số giảm tải trọng của mối nối với nhiều then do sự phân bố lực không đều do sai sót trong quá trình chế tạo.
 L_r : Chiều dài chịu lực của then (mm)
 ψ : Hệ số giảm tải trọng của mối nối do kiểu lắp ghép và đặc tính tải trọng
 P : Công suất (kW)

7.1.2 Mối nối then bằng - tính toán theo đơn vị Anh



Mômen xoắn được truyền:

$$T = \frac{30.550.P}{\pi.n} \quad (\text{Lbft})$$

Chiều dài tối thiểu của then cần thiết để truyền mômen xoắn

$$L_{f \min} = \frac{4.12.T}{d.p_A.h.c.k_{ef}} \quad (\text{in})$$

Áp lực tính được

$$P_c = \frac{4.12.T}{d.L_r.h.c.k_{ef}} \quad (\text{Psi})$$

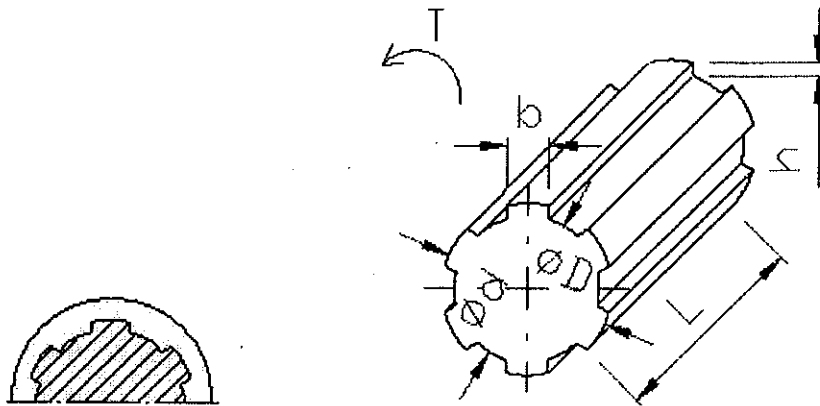
Kiểm tra độ bền:

$$p_v \leq \psi p_A$$

Trong đó:

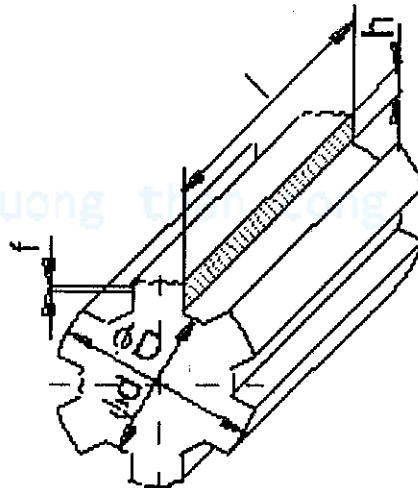
- T : Mômen xoắn được truyền (Lbft)
 n : Vận tốc (rpm)
 d : Đường kính trục (in)
 p_A : Áp lực cho phép lên vật liệu với chất lượng tối thiểu, thường là vật liệu làm ống nối (Psi)
 h : Chiều cao then (in)
 c : Số then
 k_{ef} : Hệ số giảm tải trọng của mối nối với nhiều then do sự phân bố lực không đều do sai sót trong quá trình chế tạo.
 L_r : Chiều dài chịu lực của then (in)
 ψ : Hệ số giảm tải trọng của mối nối do kiểu lắp ghép và đặc tính tải trọng.
 P : Công suất (Hp)
 P_c : Áp lực tính toán

7.2 CÁCH TÍNH TOÁN THEN HOA DẠNG RĂNG CHỮ NHẬT



Giúp tính toán và thiết kế then hoa dạng răng chữ nhật và kiểm tra độ bền. Người ta có thể lấy được chiều dài tối thiểu của rãnh để có khả năng chịu tải trọng đưa ra.

7.2.1 Tính toán then hoa theo đơn vị hệ Mét



Mômen xoắn được truyền:

$$T = \frac{30.10^3.P}{\pi.n} \quad (\text{Nm})$$

Áp lực lên bề mặt tiếp xúc của răng:

$$p = \frac{4.1000.T}{(D+d).\varphi.N.(\frac{D-d}{2} - 2f).L} \quad (\text{Mpa})$$

Chiều dài tối thiểu của then:

$$L_{\min} = \frac{4.1000.T}{(D+d).\varphi.N.(\frac{D-d}{2} - 2f).P_A} \quad (\text{mm})$$

Các giá trị: $L = (0.8 - 2)d$

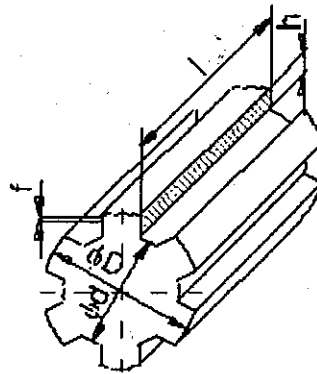
Kiểm tra độ bền:

$$p \leq p_A$$

Trong đó:

- P : Công suất được truyền (kW)
- n : Vận tốc (rpm)
- D : Đường kính đỉnh răng then hoa (mm)
- d : Đường kính chân răng then hoa (mm)
- N : Số lượng rãnh then
- f : Cạnh vát của răng (mm)
- p_A : Áp lực cho phép (Mpa)
- L : Chiều dài làm việc của răng then hoa (mm)
- ϕ : Hệ số giảm bề mặt chịu tải của rãnh.

7.2.2 Tính toán then hoa dạng răng chữ nhật theo đơn vị hệ Anh



Mômen xoắn được truyền:

$$T = \frac{30.550.P}{\pi.n} \quad (\text{Lbft})$$

Áp lực lên bề mặt tiếp xúc của răng:

$$p = \frac{4.12.T}{(D+d).\phi.N.\left(\frac{D-d}{2} - 2f\right).L} \quad (\text{Psi})$$

Chiều dài tối thiểu của then:

$$L_{\min} = \frac{4.12.T}{(D+d).\phi.N.\left(\frac{D-d}{2} - 2f\right).p_A} \quad (\text{in})$$

Các giá trị: $L = (0.8 - 2)d$

Kiểm tra độ bền:

$$p \leq p_A$$

Trong đó:

- P : Công suất được truyền (HP)
- n : Vận tốc (rpm)
- D : Đường kính đỉnh răng then hoa (in)
- d : Đường kính chân răng then hoa (in)
- N : Số lượng rãnh then
- f : Cạnh vát của răng (in)
- p_A : Áp lực cho phép (Psi)
- L : Chiều dài làm việc của răng then hoa (in)
- ϕ : Hệ số giảm bề mặt chịu tải của rãnh.

7.3 ÁP LỰC CHO PHÉP P_A

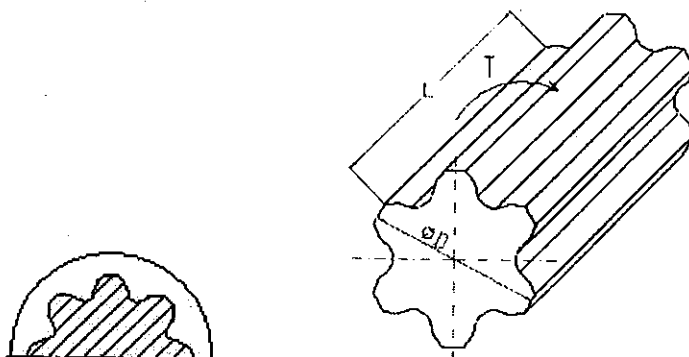
Loại mối nối		Điều kiện làm việc	Áp lực cho phép (MPa)
Ống nối trượt trên trục	Khi chịu tải	Không thuận lợi	3 đến 10
		Bình thường	5 đến 15
		Thuận lợi	10 đến 20
	Khi không chịu tải	Không thuận lợi	15 đến 30
		Bình thường	20 đến 40
		Thuận lợi	30 đến 50
Ống nối cố định trên trục	Không thuận lợi	40 đến 70	
	Bình thường	60 đến 100	
	Thuận lợi	80 đến 150	

Áp lực được giới thiệu trong mối nối thông thường và đối với vật liệu độ bền từ 800 đến 1800 MPa.

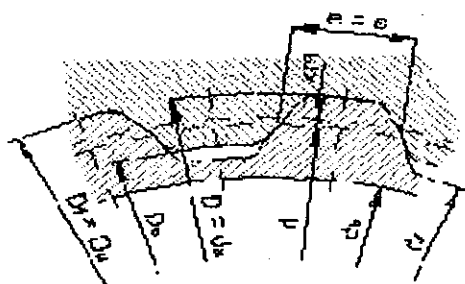
Điều kiện làm việc phụ thuộc vào tải trọng, chẳng hạn như tải trọng không đổi, tải trọng biến đổi, tải trọng va đập hai phía, tải trọng có độ rung, tải trọng có định hướng, tải trọng trong mối ghép có bôi trơn.

7.4 TÍNH THEN HOA DẠNG RĂNG THÂN KHAI THEO ĐƠN VỊ HỆ MÉT

Giúp thiết kế và thiết kế mối nối bằng then hoa thân khai và kiểm tra độ bền của các mối nối như vậy. Cung cấp những thông số hình học của mối nối và chiều dài tối thiểu của mối nối bằng then hoa. Tính toán các thông số của then hoa sẽ trình bày profin răng cơ bản với các phương pháp định tâm khác nhau và hình dạng đáy rãnh.



7.4.1 Tính toán then hoa thân khai bề mặt



Mômen xoắn được truyền:

$$T = \frac{30.10^3.P}{\pi.n} \quad (\text{Nm})$$

Ứng suất uốn:

$$\sigma = \frac{12.1000.T.h}{\varphi.m.L.N^2.s_{sf}^2} = \frac{2548.3659.T.h}{\varphi.L.N^2.m^3}$$

Trong đó:

s_{sf} : Chiều dày chân răng trục

$$s_{sf} = 217m$$

h : Chiều cao răng trục

$h = 1.1m - 0.05$: định tâm theo cạnh răng, đáy rãnh phẳng

$h = 1.28m - 0.05$: định tâm theo cạnh răng, đáy rãnh tròn

$h = 1.2m$: định tâm bên ngoài

Áp lực lên bề mặt đỡ của rãnh:

$$p = \frac{2.1000.T}{\varphi.m.h_n.L.N^2} \quad (\text{MPa})$$

Trong đó:

h_n : Chiều cao rãnh then chịu tải

$$h_n = 0.9m - 0.05$$

Chiều dài then tối thiểu:

$$L_{\min} = \max \{L_1, L_2\} [\text{mm}]$$

Trong đó:

$$L_1 = \frac{2548.3659.T.h}{\varphi.\sigma_A.N^2.m^3} \quad L_2 = \frac{2.1000.T}{\varphi.m.h_n.p_A.N^2} \quad (\text{mm})$$

Giá trị nên dùng: $L = (0.8 - 1.6) D$

Kiểm tra

$$p \leq p_A \text{ và } \sigma \leq \sigma_A$$

Trong đó:

P : Công suất được truyền (kW)

n : Vận tốc (rpm)

N : Số răng

p_A : Áp lực cho phép lên bề mặt tiếp xúc của răng (MPa)

σ_A : Ứng suất uốn cho phép (MPa)

L : Chiều dài làm việc (chịu lực) của then (mm)

D : Đường kính danh nghĩa của then (mm)

φ : Hệ số tiếp xúc cạnh của răng

7.4.2 Tên, kí hiệu và kích thước then hoa thân khai

Tên	Kí hiệu	Hệ thức
Môđun	m	
Góc áp lực	α	$\alpha = 30^\circ$
Đường kính vòng lăn	d	$d = m N$
Chiều cao răng của trục	h	$h_{\min} = h_a + h_{f\min}$

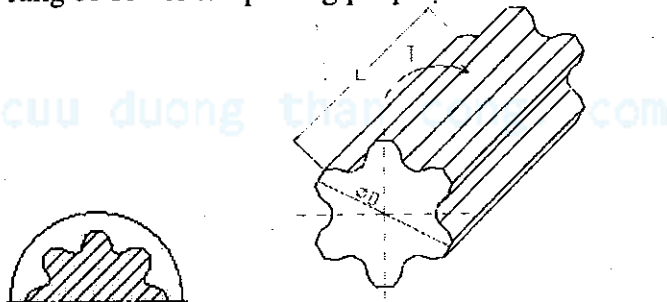
Chiều cao răng trục khi định tâm theo cạnh răng. Chiều cao răng của trục khi định tâm bên ngoài.	h_a	$h_a = 0.45m$ $h_a = 0.55m$
Chiều cao chân răng moay σ Đáy rãnh phẳng Đáy rãnh tròn	H_f	$H_{fmin} = 0.55m$ $H_{fmin} = 0.65m$ $H_f = 0.77m$
Bán kính đường cong chuyển tiếp của răng	p_r	$p_{min} = 0.15m$
Chiều rộng khe răng trên vòng chia	e	$e = \pi/2m + 2xm \tan \alpha$
Đường kính vòng chuẩn của moay σ : Đáy rãnh phẳng Đáy rãnh tròn	D_f	$D_f = D$ $D_{fmin} = D + 0.44m$
Dịch chỉnh của profin cơ sở	x_m	$x_m = 1/2 (D - m_N - 1.1m)$
Đường kính vòng chuẩn của trục: đáy rãnh phẳng hoặc tròn	d_f	$d_{fmax} = D - 2.2m$ $d_{fmax} = D - 2.76m$
Đường kính ngoài của trục: định tâm theo cạnh răng	d_a	$d_a = D - 0.2m$ $d_a = D$
Vát cạnh răng của bạc hoặc uốn cong đường kính	K	$K = 0.15m$
Bước	p	$p = \pi m$
Số răng	N	
Đường kính vòng cơ sở	d_b	$d_b = m_N \cos \alpha$
Chiều cao răng của moay σ (bạc)	H	$H = H_a + H_f$
Chiều cao đầu răng	H_a	$H_a = 0.45m$
Chiều cao đầu răng của trục: với đáy rãnh phẳng với đáy rãnh tròn	h_f	$h_{fmin} = 0.55m$ $h_{fmin} = 0.65m$ $h_f = 0.83m$
Độ rộng bước răng của trục	s	$s = \pi/2m + 2xm \tan \alpha$
Đường kính danh nghĩa của then răng	D	$D = m_N + 2xm + 1.1m$
Đường kính ngoài của moay σ (bạc)	D_a	$D_a = D - 2m$
Khe hở hướng kính	c	$c_{min} = 0.1m$
Đường kính vòng tròn của các điểm giới hạn của các cạnh răng moay σ (bạc)	D_l	$D_{limin} = d_a + F_T$
Đường kính vòng tròn của các điểm giới hạn của các cạnh răng trục	d_l	$d_{limin} = D_a + F_T$
Đường kính then	D_d	

7.4.3 Áp lực cho phép P_A

Loại mối nối		Điều kiện làm việc	Không được tôi	Được tôi
			Áp lực cho phép P_n (MPa)	
Trượt	Chịu tải	Không thuận lợi	-	3 đến 10
		Bình thường	-	5 đến 15
		Thuận lợi	-	10 đến 20
	Không chịu tải	Không thuận lợi	15 đến 20	20 đến 35
		Bình thường	20 đến 30	30 đến 60
		Thuận lợi	25 đến 40	40 đến 70
Không trượt		Không thuận lợi	35 đến 50	40 đến 70
		Bình thường	60 đến 100	100 đến 140
		Thuận lợi	80 đến 120	120 đến 200

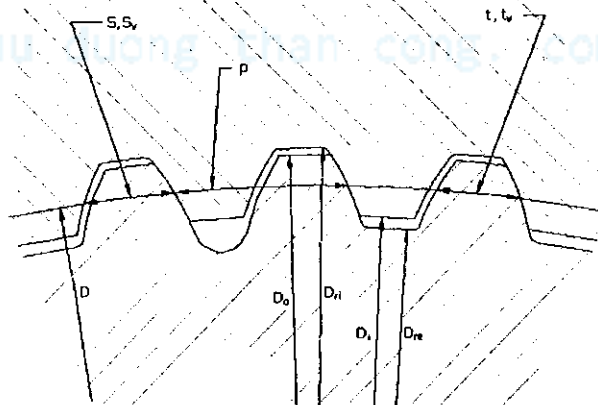
7.5 TÍNH TOÁN THEN HOA DẠNG RĂNG THÂN KHAI - TIÊU CHUẨN ANSI

Tính và thiết kế mối nối bằng then hoa thân khai. Cung cấp các thông số hình học về mối nối, chiều dài tối thiểu của then, và kiểm tra độ bền. Tính toán các thông số răng then bằng cách trình bày profin răng cơ sở với các phương pháp định tâm khác nhau và dạng đáy răng.



7.5.1 Tính toán then

Cố định một then hoa được lắp chặt hoặc lắp lỏng và được định hướng bằng các vòng tại mỗi đầu để tránh lắc then, điều này gây ra dịch chuyển hướng trục bé và gây mòn. Một then hoa dịch chuyển hướng trục cho phép một ít chuyển động lắc xảy ra khi trục làm việc. Lắc và chuyển động hướng trục gây mòn răng. Khi sử dụng then hoa răng thẳng, sự dịch chuyển với độ lệch góc bé (ít hơn 1°) sẽ gây ra mòn răng rất lớn. Trong trường hợp dịch chuyển với độ lệch góc lớn (5°), người ta dùng then hoa răng thân khai sẽ giảm được sự mài mòn và tải trọng đầu răng.



Trong đó:

- S : Độ rộng thực của rãnh lỗ then hoa trên vòng chia
- S_v : Độ rộng hiệu dụng của rãnh lỗ then hoa trên vòng chia
- t : Độ dày thực của răng then hoa trên vòng chia
- t_v : Độ dày hiệu dụng của răng then hoa trên vòng chia
- P : Bước răng then hoa
- D : Đường kính vòng chia
- D_0 : Đường kính đỉnh răng then hoa
- D_{ri} : Đường kính chân lỗ then hoa
- D_i : Đường kính đỉnh răng lỗ then hoa
- D_{re} : Đường kính chân răng then hoa

7.5.2 Ứng suất cắt chân răng

Với một mômen xoắn T được truyền, ứng suất cắt sinh ra ở trục trên đường kính vòng chân của một răng.



Đối với trục then:

$$S_s = \frac{16 \cdot T \cdot K_a}{\pi \cdot D_{re}^3 \cdot K_f} \quad (\text{Psi})$$

Đối với lỗ then:

$$S_s = \frac{16 \cdot T \cdot D_{re}^3 \cdot K_a}{\pi \cdot (D_{re}^4 - D_h^4) \cdot K_f} \quad (\text{Psi})$$

Trong đó:

- T : Mômen xoắn được truyền (Lb in)
- K_a : Hệ số ứng dụng của then được chọn từ bảng có thể truy cập bằng cách kích vào biểu tượng 
- D_{re} : Đường kính vòng chân của trục then
- D_h : Đường kính vòng chân của lỗ then
- K_f : Hệ số tuổi bền mỏi chọn từ bảng có thể truy cập bằng cách kích vào biểu tượng 

Chú ý: Ứng suất tính toán không được vượt quá các trị số trong bảng.

7.5.3 Ứng suất cắt trên đường kính vòng chia của răng


Ứng suất cắt trên đường kính vòng chia của răng được truyền với mômen xoắn T.



$$S_s = \frac{4 \cdot T \cdot K_a \cdot K_m}{D \cdot L_f \cdot N \cdot t \cdot K_f \cdot K_s}$$

Chiều dài tính toán của then:

$$L_f = \min\{L, L_e\} \quad (\text{in})$$

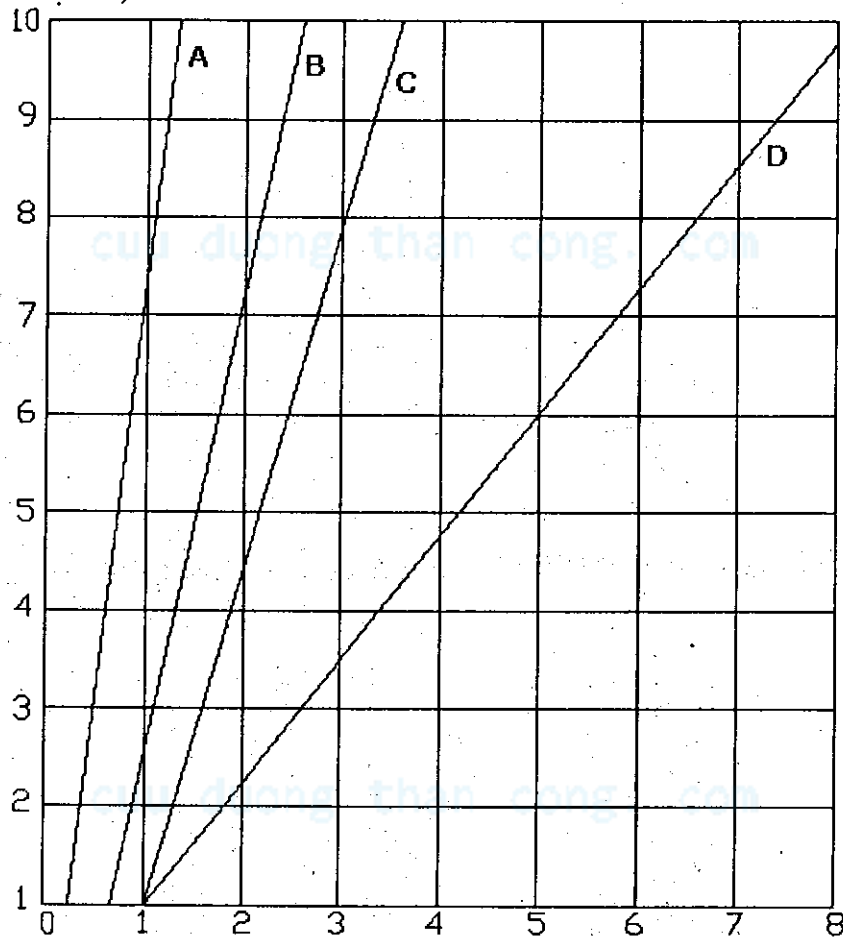
Trong đó:

- T : Mômen xoắn được truyền (Lb in)
- K_a : Hệ số ứng dụng của then được chọn từ bảng có thể truy cập bằng cách kích vào biểu tượng 

- D : Đường kính vòng chia (in)
 K_m : Hệ số phân bố tải trọng được chọn từ bảng có thể truy cập bằng cách kích vào biểu tượng 
N : Số vòng của then
L : Chiều dài hiệu dụng của then (in)
 L_r : Chiều dài tính toán của then (in)
 L_e : Chiều dài hiệu dụng tối đa từ Hình 1 được sử dụng trong các công thức ứng suất, mặc dù chiều dài thật có thể lớn hơn.
t : Chiều dày thực của răng, trên vòng chia (in)
 K_r : Hệ số tuổi bền mỏi chọn từ bảng có thể truy cập bằng cách kích vào biểu tượng 
 K_s : Hệ số cạnh răng

$K_s = 0,5$ đối với cạnh răng lắp ráp có độ chính xác bình thường và cao (chỉ một nửa răng chịu tải)

$K_s = 0,3$ đối với cạnh răng lắp ráp có độ chính xác thấp (chỉ một phần ba răng chịu tải)



Hình 1: Chiều dài hiệu dụng tối đa đối với then cố định và then di động

A - Với độ lệch góc tối đa

B - Với độ lệch góc bình thường

C - Với then di động

D - Với then cố định

7.5.4 Các ứng suất lên cạnh răng then

Các ứng suất cho phép lên then nên thấp hơn nhiều so với lên răng của bánh răng vì sự phân bố không đồng đều của tải trọng và lệch góc gây nên chịu tải không đều và tải trọng đầu răng.

Đối với then di động:

$$S_c = \frac{2 \cdot T \cdot K_a \cdot K_m}{D \cdot L_f \cdot N \cdot h \cdot K_w} \quad (\text{Psi})$$

Đối với then cố định:

$$S_c = \frac{2 \cdot T \cdot K_a \cdot K_m}{9 \cdot D \cdot L_f \cdot N \cdot h \cdot K_f} \quad (\text{Psi})$$

Chiều dài tính toán của then

$$L_f = \min\{L, L_e\} \quad (\text{in})$$


Độ sâu ăn khớp của răng


$$h \approx 0,9/P \quad (\text{in}) \text{ với răng có đáy rãnh dẹt}$$

$$h \approx 1/P \quad (\text{in}) \text{ với răng có đáy rãnh lượn}$$

Trong đó:

T : Mômen xoắn (Lb in)

K_a : Hệ số ứng dụng của then chọn từ bảng, có thể truy cập bằng cách kích vào nút  bên cạnh miền đầu vào.

K_m : Hệ số phân bố tải trọng chọn từ bảng, có thể truy cập bằng cách kích vào nút  bên cạnh miền đầu vào.

D : Đường kính vòng chia

N : Số răng của then


L : Chiều dài hiệu dụng của then


L_e : Chiều dài hiệu dụng tối đa trong Hình 1 được dùng trong các công thức tính

ứng suất, thậm chí chiều dài thực có thể lớn hơn.

L_f : Chiều dài tính toán của then

h : Độ sâu ăn khớp răng

K_w : Hệ số bền mòn chọn từ bảng có thể truy cập bằng cách kích vào biểu tượng 

K_f : Hệ số bền mỏi chọn từ bảng có thể truy cập bằng cách kích vào biểu tượng 

Chú ý: Các ứng suất tính toán không được vượt quá các trị số trong bảng.

7.5.5 Ứng suất phá gãy then

Trục then có thể bị phá gãy do ứng suất kéo từ các lực tác động, ứng suất kéo ly tâm, ứng suất kéo, ứng suất kéo do lực tiếp tuyến tại vòng chia gây uốn răng.

1. Ứng suất kéo tải trọng hướng tâm

$$S_l = \frac{T \cdot \tan \Phi}{\pi \cdot D \cdot L \cdot t_w} \quad (\text{Psi})$$

Trong đó:

T : Mômen xoắn (Lb in)

ϕ : Góc áp lực ($^\circ$)

D : Đường kính vòng chia (in)

t_w : Độ dày thành ống then bằng đường kính ngoài của ống then trừ đi đường kính ngoài của trục then sau đó chia hai (in)

L : Chiều dài hiệu dụng của then

D_{oi} : Đường kính ngoài của ống then
 D_{ri} : Đường kính vòng chân của ống then

Độ dày thành ống then

$$t_w = D_{oi} - D_{ri} \quad (\text{in})$$

2. Ứng suất kéo ly tâm

$$S_2 = \frac{1,656 \cdot n^2 (D_{oi}^2 - 0,212 \cdot D_{ri}^2)}{1000000} \quad (\text{Psi})$$

Trong đó:

D_{oi} : Đường kính ngoài của ống then (in)
 D_{ri} : Đường kính vòng chân của ống then (in)
 n : Vận tốc quay (rpm)

3. Ứng suất kéo tải trọng dầm

$$S_3 = \frac{4 \cdot T}{D^2 \cdot L_r \cdot Y \cdot K_s} \quad (\text{Psi})$$

Chiều dài tính toán của then

$$L_r = \min\{L, L_c\} \quad (\text{in})$$

4. Tổng ứng suất kéo có xu hướng phá gãy vành răng của chi tiết ngoài

$$S_T = \frac{K_a \cdot K_m \cdot (S_1 + S_3) + S_2}{K_f} \quad (\text{Psi})$$

7.5.6 Then bán nguyệt CuuDangThanCong.com

Then bán nguyệt có thể có độ lệch góc tới khoảng 5° . Then bán nguyệt có ứng dụng kém hơn so với then răng thẳng, cùng kích thước nên cả hai loại đều vận hành với sự lắp ghép chính xác. Tuy nhiên khi có độ lệch góc lớn, then bán nguyệt có ưu điểm hơn.

Tiêu chuẩn Mỹ có thể cho chi tiết ngoài của then bán nguyệt ăn khớp với chi tiết trong của then răng thẳng.

Ứng suất nén lên răng:

$$S_c = 2290 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T}{D \cdot N \cdot h \cdot r_2}} \quad (\text{Psi})$$

Bán kính góc lượn của răng then bán nguyệt:

$$r_2 \approx F^2 / 8A \quad (\text{in})$$

Bán kính bán nguyệt:

$$r_1 = r_2 \cdot \tan \phi \quad (\text{in})$$

Độ sâu ăn khớp răng:

$$h \approx 0,9 / P \quad (\text{in}) \text{ với răng có đáy rãnh dẹt}$$

$$h \approx 1 / P \quad (\text{in}) \text{ với răng có đáy rãnh lượn}$$

7.5.7 Liệt kê và giải thích các ký hiệu được dùng trong tính toán then hoa theo hệ Anh

T : Mômen xoắn (Lb in)
 η : Vận tốc quay (rpm)
 D : Đường kính vòng chia (in)

- D_{ti} : Đường kính ngoài của ống then (in)
 D_{ri} : Đường kính vòng chân của ống then (in)
 D_{re} : Đường kính vòng chân của trục then (in)
 D_h : Đường kính trong của ống then (in)
 N : Số răng của then
 h : Độ sâu ăn khớp của răng (in)
 P : Bước răng (in)
 L_r : Chiều dài tính toán của then (in)
 L : Chiều dài hiệu dụng của then (in)
 L_e : Chiều dài hiệu dụng tối đa của then (in)
 t : Độ dày thực của răng then hoa trên vòng chia (in)
 t_w : Độ dày thành ống then (in)
 ϕ : Góc áp lực ($^{\circ}$)
 Y : Hệ số hình dạng LEWIS có được từ sự bố trí răng: $Y = 1,5$
 F : Độ rộng bề mặt của then hình vành khăn (in)
 A : Hớt đầu mặt hình vành khăn ở đầu cuối của răng (in)
 r_1 : Bán kính bán nguyệt (in)
 r_2 : Bán kính góc lượn của răng then bán nguyệt (in)
 K_a : Hệ số ứng dụng
 K_f : Hệ số bền mỏi
 K_m : Hệ số phân bố tải trọng
 K_w : Hệ số bền mòn
 K_s : Hệ số cạnh răng

7.5.8 Bảng

7.5.8.1 Ứng suất cắt cho phép

Vật liệu	Độ cứng		Ứng suất cắt cho phép (Psi)
	Brinell	Rockwell C	
Thép	160 – 200	-	20.000
Thép	230 – 260	-	30.000
Thép	302 – 351	33 – 38	40.000
Thép tôi cứng bề mặt	-	48 – 53	40.000
Thép tôi cứng bộ phận	-	58 – 63	50.000
Thép tôi cứng toàn phần	-	42 – 46	45.000

7.5.8.2 Ứng suất nén cho phép

Vật liệu	Độ cứng		Ứng suất nén cho phép (Psi)	
	Brinell	Rockwell C	Thẳng	Vành khăn
Thép	160 – 200	-	1.500	6.000
Thép	230 – 260	-	2.000	8.000
Thép	302 – 351	33 – 38	3.000	12.000
Thép tôi bề mặt	-	48 – 53	4.000	16.000
Thép tôi bộ phận	-	58 - 63	5.000	20.000

7.5.8.3 Ứng suất kéo cho phép

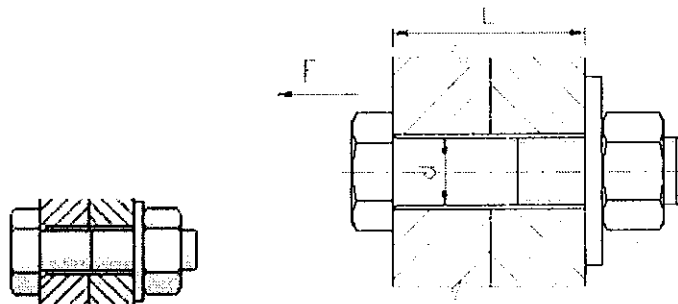
Vật liệu	Độ cứng		Ứng suất cắt cho phép (Psi)
	Brinell	Rockwell C	
Thép	160 – 200	-	22.000
Thép	230 – 260	-	32.000
Thép	302 – 351	33 – 38	45.000
Thép tôi bề mặt	-	48 – 53	45.000
Thép tôi bộ phận	-	58 - 63	55.000
Thép tôi toàn phần	-	42 - 46	50.000

cuuduongthancong.com

CHƯƠNG 8

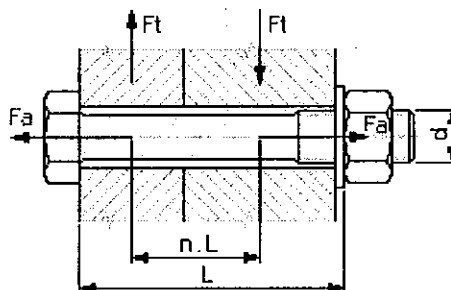
CÁCH TÍNH TOÁN MỐI NỐI BẰNG BULÔNG

Tính toán các trị số ứng suất, ứng suất tương đương tại bulông, ứng suất kéo cho phép, ứng suất của vít, khả năng chịu tải trọng theo yêu cầu. Vật liệu có thể chọn từ bảng danh mục, hoặc trị số do người sử dụng quy định có thể được truy cập vào vùng dữ liệu đầu vào.



8.1 CƠ SỞ TÍNH TOÁN MỐI NỐI BẰNG BULÔNG

Tính toán mối nối bulông với ứng suất trước. Tải trọng do lực hướng trục và/ hoặc lực tiếp tuyến. Tính toán được thực hiện theo đơn vị hệ Mét hoặc Anh. Các đơn vị sử dụng phụ thuộc vào tiêu chuẩn xác định trong mục "Design Accelerator". Với bộ tiêu chuẩn ANSI, tính toán được thực hiện theo đơn vị hệ Anh, với các thông số phù hợp của bulông.



8.1.1 Thông số đầu vào

- ψ : Hệ số chặt của mối nối - nếu không có yêu cầu về độ chặt, trị số bé nhất được dùng ($\psi_{\min} = 0.2$). Tải trọng động đòi hỏi trị số cao hơn.
- F_a : Lực hướng trục tối đa
- n : Hệ số đầu vào của lực
- F_t : Lực tiếp tuyến tối đa
- f : Hệ số ma sát của mối nối (giữa các vật liệu được nối)
- z : Số bulông
- d : Đường kính đỉnh ren bulông (đường kính danh nghĩa).
- p : Bước ren
- d_s : Đường kính trung bình của bulông
- d_{\min} : Đường kính bé nhất của bulông

- R_e : Sức bền chảy (kéo đứt, tối đa)
 k_s : Hệ số an toàn (trị số được chọn theo độ an toàn yêu cầu của mối nối)
 p_A : Ứng suất cho phép của ren
 E_1 : Môđun đàn hồi của bulông
 f_1 : Hệ số ma sát ren (giữa ốc và bulông)
 f_2 : Hệ số ma sát tại mặt tiếp xúc của ốc và bulông
 L : Chiều rộng của vật liệu được nối
 E_2 : Môđun đàn hồi của vật liệu được nối

8.1.2 Thông số tính toán

Theo các công thức tính toán, chương trình sẽ tính các thông số hình học của bulông từ đường kính danh nghĩa của bulông.

Đường kính chân ren đai ốc

$$D_1 = d - 0.82531 p$$

Đường kính chân ren bulông

$$d_2 = d - 0.649519 p$$

8.1.3 Tính toán mối nối bằng bulông

Lực tác dụng lớn nhất trong bulông phụ thuộc lực vận chặt (lực hướng trục) đảm bảo truyền lực tác dụng (lực tiếp tuyến) bị ảnh hưởng về độ chặt của mối nối thông qua hệ số chặt ψ .

$$F_{\max} = \frac{1 + \psi}{z} \cdot \left(F_a + \frac{F_t}{f} \right)$$

Lực vận chặt dựa vào lực tác dụng lớn nhất trong bulông bị ảnh hưởng bởi giới hạn đàn hồi của bulông và thân bằng cách sử dụng các hằng số giới hạn.

$$F_o = F_{\max} - \left(\frac{c_2}{c_1 + c_2} \right) \cdot \frac{F_a}{z}$$

Trong đó:

$$c_1 = c_{10} + (1 - n)c_{20}$$

$$c_2 = nc_{20}$$

$$c_{10} = \frac{L + 0.8d}{E_1 \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{4}}$$

$$c_{20} = \frac{L}{E_2 \cdot \frac{\pi}{4} \left(\left(1.5d + \frac{L}{a} \right)^2 - 1.05d^2 \right)}$$

Với thép $a = 10$

Với sắt dúc $a = 8$

Với nhôm và hợp kim nhôm $a = 6$

Mômen vận chặt theo yêu cầu - xác định bởi lực vận chặt và bị ảnh hưởng bởi hệ số ma sát ở ren giữa ốc và bulông, và bởi hệ số ma sát tại bề mặt tiếp xúc của ốc và bulông.

$$M_u = F_o \left[\frac{d_2}{2} \cdot \tan \left(\frac{p}{\pi \cdot d_2} + \frac{f_1}{\cos 30^\circ} \right) + 0.7d \cdot f_2 \right]$$

Ứng suất căng tại bulông

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_o}{\pi \cdot d_{\min}^2}$$

Ứng suất xoắn tại bulông

$$\tau_k = \frac{16 \cdot M_u}{\pi \cdot d_{\min}^3}$$

Ứng suất tương đương tại bulông

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_k^2}$$

Ứng suất do lực lớn nhất tác động vào bulông gây nên

$$\sigma_{max} = \frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot d_{\min}^2}$$

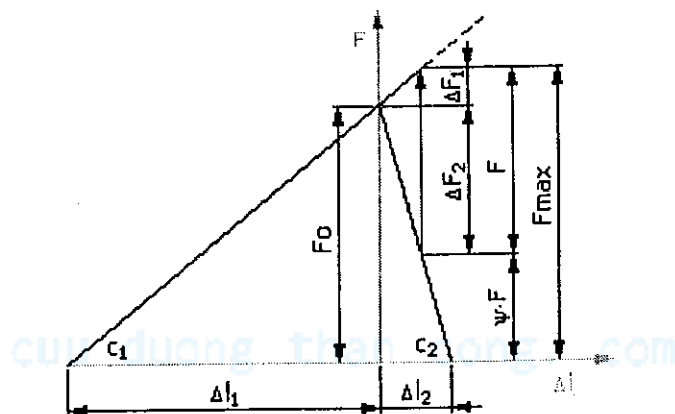
Áp lực tính toán ở ren

$$p_c = \frac{4F_{max}}{\pi(d^2 - D_1^2) \frac{0.8d}{p}}$$

Kiểm tra sự tính toán - ứng suất tại bulông trong quá trình vận chuyển mối nối và quá trình vận hành (tính đến độ an toàn mối nối), và kiểm tra áp lực cho phép tại ren.

$$\sigma_{red} \leq R_e / k_s \quad \text{và} \quad \sigma_{max} \leq R_e / k_s \quad \text{và} \quad p_c \leq p_A$$

8.2 SƠ ĐỒ MỐI NỐI ỨNG SUẤT TRƯỚC



Trong đó:

- F : Lực làm việc
- ψ : Hệ số chặt của mối nối
- F_o : Lực vận chuyển
- F_{max} : Lực làm việc lớn nhất tại bulông
- ΔF_1 : Gia số lực tăng lên ở bulông
- ΔF_2 : Gia số lực giảm đi ở chi tiết tấm bị kẹp

- Δl_1 : Biến dạng của bulông dài ra
 Δl_2 : Biến dạng của tấm bị kẹp co lại
 c_1 : Độ cứng bulông
 c_2 : Độ cứng vật liệu bị kẹp

8.3 ÁP LỰC CHO PHÉP LÊN CÁC REN CỦA BULÔNG NỐI

Vật liệu đai ốc	Sức bền của bulông theo tiêu chuẩn CSN và ISO									
	4A	4D	4S	5D	5S	6S	6G	8G 8E	10K 10G	12K
	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	6.9	8.8	10.9	12.9
	p_A [MPa]									
Thép	40	50	75	70	90	110	120	150	200	250
Gang xám	25	30	45	40	55	70	80	90	125	150
Nhôm nhẹ	18	20	30	27	35	45	50	60	80	90

8.4 HỆ SỐ MA SÁT TẠI REN F_1

Bề mặt ren	Không bôi trơn	Bôi trơn
Nhuộm đen hoặc phốt phát hoá	0.14 đến 0.21	0.12 đến 0.15
Mạ kẽm	0.13 đến 0.18	0.12 đến 0.17
Mạ bóng bằng cadmium	0.08 đến 0.12	0.08 đến 0.11

8.5 HỆ SỐ MA SÁT

Bề mặt ren	Không bôi trơn	Bôi trơn
Thép - Thép	0,8	0,16
Thép - Gang	0,4	0,21
Thép - Đồng thau	0,35	0,19
Thép - Đồng đỏ	0,13	0,16
Gang - Gang	1	0,15 - 0,20
Gang - Đồng đỏ	0,25	0,08
Đồng đỏ - Đồng đỏ	0,25	0,10
Nhôm - Nhôm	1,35	0,30
Đồng - Đồng	1	0,08
Thép - Meka	0,4 - 0,5	0,4 - 0,5
Meka - Meka	0,8	0,8

8.6 HỆ SỐ LỰC ĐẦU VÀO n

Ví dụ tác dụng của lực

	$n = 1$ ($L_F = L$)	$n = 0,75$ ($L_F = 0,75 L$)	$n = 0,5$ ($L_F = 0,5 L$)	$n = 0,25$ ($L_F = 0,25 L$)

Trong đó L_F : chiều dày của phần vật liệu chịu tải

8.7 SỨC BỀN MỎI CỦA MỐI NỐI BẰNG BULÔNG

Phương pháp kiểm tra thông thường tại chỗ nối bulông chịu tải mỏi (thường dựa vào giới hạn bền chảy của vật liệu) không đảm bảo về an toàn của mối nối. Cho nên, sức bền mỏi của mối nối được dùng để kiểm tra khi mỏi.

8.7.1 Xác định giới hạn bền mỏi

Tính toán xác định giới hạn bền mỏi tại độ bền không đổi σ_c đối với loại tải trọng và vật liệu của mối nối bulông.

8.7.2 Xác định giới hạn mỏi tuổi bền hữu hạn

Giới hạn mỏi theo tuổi bền hữu hạn σ_f được tính cho tuổi bền mối nối xác định mà ở trong phạm vi thời gian ($N < 10^6$ chu kỳ). Tính toán tiếp tục với thời gian mỏi theo tuổi bền hữu hạn này.

8.7.3 Tính toán thông số của tải trọng

Trị số trung bình đối với tải trọng chu kỳ cao và thấp được tính theo công thức sau. Được thực hiện cho tất cả các loại tải trọng xác định.

$$F_m = \frac{F_h + F_n}{2}, F_a = \frac{F_h - F_n}{2}$$

8.7.4 Hiệu ứng của các chu kỳ làm việc

Nếu chu kỳ làm việc ảnh hưởng đến mối ghép thì ngoài tải trọng môi ra, ảnh hưởng đó được đưa vào tính toán, thực hiện bằng cách dùng hệ số chu kỳ thay đổi theo công thức tính toán tải trọng lớn nhất.

$$F_{\max} = F_m + \eta F_a$$

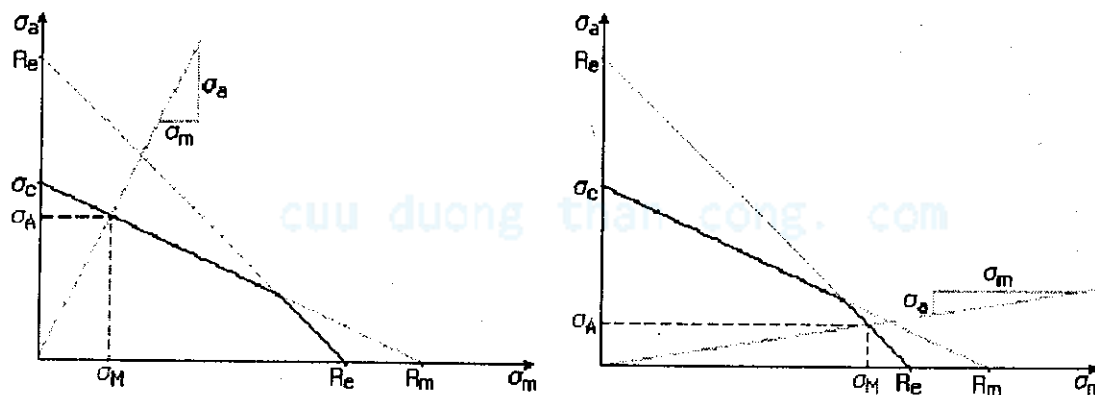
8.7.5 Tính toán ứng suất làm việc

Ứng suất trung bình của chu kỳ σ_m và ứng suất lớn nhất σ_h được tính cho tải trọng trung bình của kỳ F_m và tải trọng tính toán lớn nhất F_{\max} với các công thức được dùng trong tính toán tĩnh. Các ứng suất này được dùng cho tính toán biên độ của chu kỳ theo công thức sau:

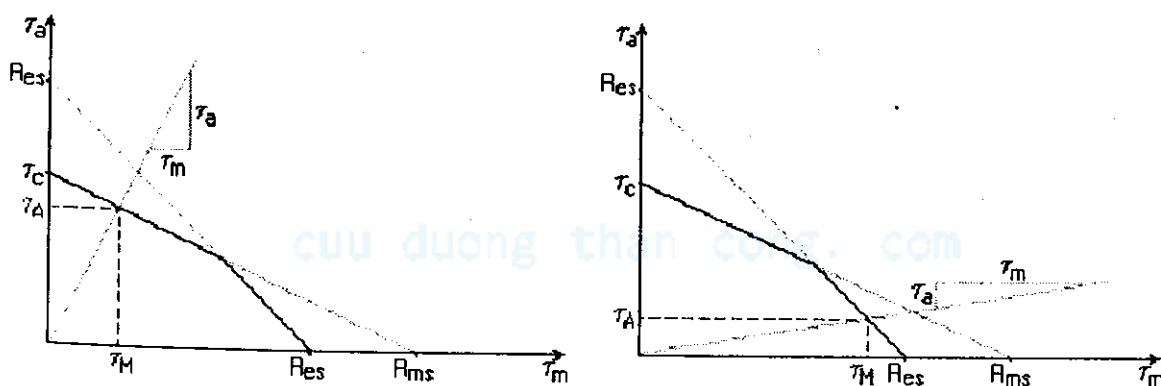
$$\sigma_a = \sigma_h - \sigma_m$$

8.7.6 Xác định sức bền mỏi của mối nối

Với ứng suất tính toán và giới hạn bền mỏi được xác định theo đường cong mỏi đã chọn. Phương pháp tính sức bền mỏi cho cả ứng suất cắt và ứng suất pháp từ các hình vẽ sau đây:



Đồ thị Haigh của ứng suất bình thường đối với chênh lệch tỷ số σ_a/σ_m (sử dụng đường cong GODMAN):



8.7.7 Kiểm tra mối nối

Ở bước cuối cùng chương trình tính hệ số an toàn của mối nối $n_C = s_A / s_a$ và so sánh nó với độ an toàn theo yêu cầu. Với mối ghép thích hợp điều kiện $n_f \leq n_C$ phải được thỏa mãn.

8.8 TÍNH TOÁN GIỚI HẠN BỀN MỎI CỦA MỐI NỐI BULÔNG

Giới hạn bền mỏi hiệu chỉnh tại sức bền không đổi của mối ghép bulông σ_C được xác định cho loại thiết kế, vật liệu và tải trọng mối nối từ công thức:

$$\sigma_C = \sigma'_C k_e k_f \quad (\text{MPa, Psi})$$

Trong đó:

σ'_C : Giới hạn bền mỏi của mẫu thử từ vật liệu được chọn

k_e : Hệ số tập trung ứng suất

k_f : Hệ số ảnh hưởng hỗn hợp

8.8.1 Giới hạn bền mỏi cơ sở σ'_C

Nếu người sử dụng không có sẵn kết quả thử vật liệu của vật liệu mối nối bulông và không biết trị số chính xác của giới hạn bền mỏi, trị số của nó có thể được ước tính do chương trình. Trong trường hợp này tính toán sẽ thiết kế giới hạn bền mỏi theo công thức kéo - nén đối chiều.

$$\sigma'_C \approx 0.4S_U - \text{đối với kéo - nén đối dấu}$$

8.8.2 Hệ số tập trung ứng suất K_e

Sự tập trung ứng suất cục bộ cao xuất hiện ở mối nối khi mối ghép bulông chịu tải mỏi. Điều này là do ảnh hưởng của ngấn (khắc, rãnh) của mối ghép bulông. Sự tập trung ứng suất này làm giảm đáng kể sức bền mỏi của mối nối. Hệ số tập trung ứng suất được tính từ công thức $k_e = 1/K$, tại đó hệ số giảm sức bền mỏi K phụ thuộc vào loại, hình dạng, thiết kế, chất lượng và tải trọng của mối ghép bằng bulông.

8.8.3 Hệ số có ảnh hưởng hỗn hợp K_F

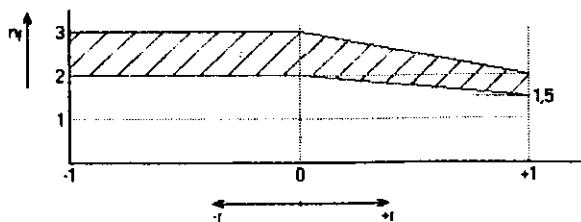
Tất cả các ảnh hưởng khác mà có thể làm giảm hoặc tăng sức bền mỏi của mối ghép bulông (ảnh hưởng của ăn mòn là 1 ví dụ) được bao gồm trong hệ số này.

8.9 HỆ SỐ AN TOÀN CỦA MỐI GHÉP BULÔNG CHỊU TẢI MỎI

Hệ số an toàn tối thiểu theo yêu cầu của mối ghép bulông trong quá trình chịu tải mỏi n_f biểu thị một tỉ số của tải trọng mỏi và ứng suất tính toán của mối ghép bulông: $n_f \leq \sigma_A / \sigma_a$ hoặc $n_f \leq \tau_A / \tau_a$.

Giá trị tối thiểu nên dùng cho hệ số an toàn khi chịu tải mỏi nằm trong phạm vi $n_f = (1.5 \dots 3)$ và nó phụ thuộc vào kiểu tải trọng mỏi. Nói chung, tải trọng đối chiều kém thuận lợi hơn tải trọng dao động khi xét tải trọng mỏi của mối ghép bulông.

Hình vẽ sau đây trình bày đồ họa ảnh hưởng của quá trình tải trọng đối với độ an toàn mối ghép bulông. Phạm vi trị số tối thiểu của hệ số an toàn, mà phụ thuộc vào trị số của hệ số không cân xứng của chu kỳ, là phần gạch chéo.



8.10 CÁC ĐƯỜNG CONG MỎI

Để tính sức bền mỏi của mối ghép bulông có thể dùng phương pháp ứng suất trung bình thực.

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e} \right) + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_F} \right) = 1, \quad \left(\frac{\tau_a}{\tau_e} \right) + \left(\frac{\tau_m}{\tau_F} \right) = 1$$

Trong đó:

σ_a, τ_a : Biên độ ứng suất pháp (cắt) (MPa, Psi)

σ_e, τ_e : Giới hạn bền mỏi tại sức bền không đổi (MPa, Psi)

σ_m, τ_m : Ứng suất trung bình của chu kì (MPa, Psi)

σ_F, τ_F : Ứng suất trung bình thực (MPa, Psi)

ψ : Hệ số hẹp giải đồ Haigh: phụ thuộc vào vật liệu mối nối - giá trị nên dùng với kéo và uốn là (0.15 ... 0.3), với cắt là (0.1 .. 0.25).

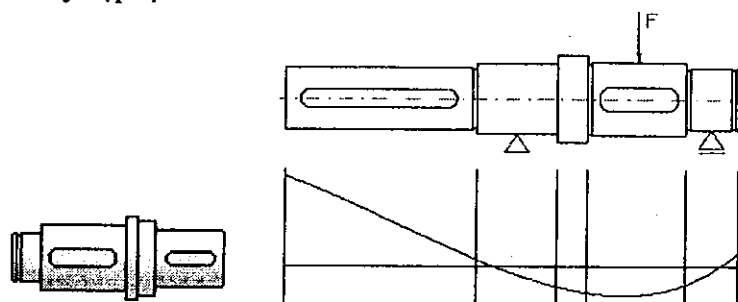
cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

CHƯƠNG 9

TÍNH TOÁN TRỤC

Cho phép thiết kế hình dáng trực tiếp của trục. Trục được bao gồm rãnh, góc lượn, và ngắn trục. Người ta cũng có thể vẽ trục trực tiếp bằng CAD, và sau đó đưa nó vào tính toán. Người ta có thể kiểm tra độ bền của một trục được thiết kế dạng Dầm đặt lên N7 gối đỡ. Sự liên kết với CAD cũng sẽ được xử lý. Các thông số tính toán được lưu dưới dạng bản vẽ cùng với hình vẽ, và bạn có thể truy cập lại bất cứ lúc nào.



9.1 CÔNG THỨC TÍNH TOÁN

Tính toán dầm với tiết diện không đều đặt trên M gối đỡ với N chỗ chịu tải. Số gối đỡ được hạn chế đến 10 và số vị trí chịu tải đến 20.

Các lực cắt

$$T_{(x)} = -\int q_{(x)} \cdot dx + \sum_0^x F$$

Ảnh hưởng của lực chết được xét khi tính toán trên mặt phẳng XY

Các Mômen uốn

$$M_{0(x)} = \int T_{(x)} \cdot dx + \sum_0^x M_0$$

Các Mômen xoắn

$$\varphi_{(x)} = -\int \frac{M_{0(x)}}{E \cdot J_{(x)}} \cdot dx + \varphi_{(0)} + \frac{\beta}{G \cdot S_{(x)}}$$

Trong đó:

E: Môđun đàn hồi chịu kéo

G: Môđun đàn hồi xoắn

J: Môđun quán tính

β : Hệ số chuyển vị lực cắt

Độ võng

$$Y_{(x)} = \int \varphi_{(x)} \cdot dx + y_{(0)}$$

Ứng suất uốn

$$\sigma_{0(x)} = \frac{M_{0(x)}}{w_{0(x)}}$$

Ứng suất cắt

$$\tau_{(x)} = \frac{T_{(x)}}{S_{(x)}}$$

Ứng suất xoắn

$$\tau_{l(x)} = \frac{M_{l(x)}}{w_{l(x)}}$$

Ứng suất kéo - nén

$$\sigma_{t(x)} = \frac{\sum_0^x F_{(x)}}{S_{(x)}}$$

Ứng suất tổng hợp

$$\sigma_{md(x)} = \sqrt{(\sigma_{0(x)} + \sigma_{t(x)})^2 + \alpha(\tau_{l(x)}^2 + \tau_{t(x)}^2)}$$

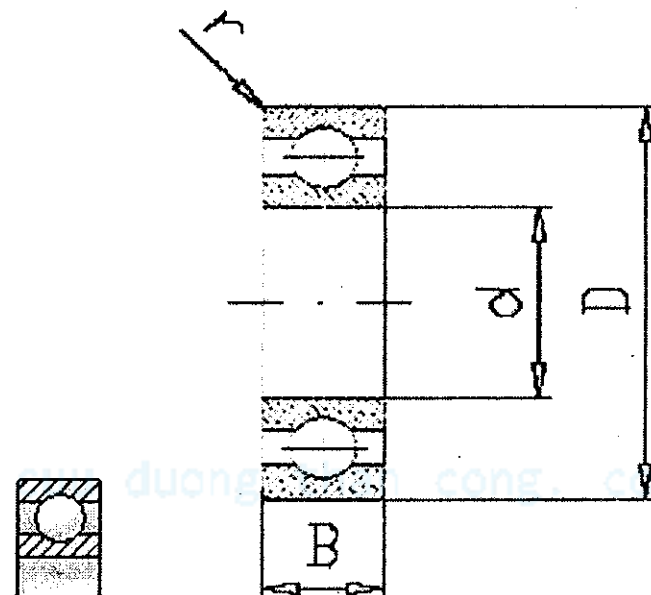
cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

CHƯƠNG 10

TÍNH Ổ LĂN

Tính toán ổ lăn, bao gồm thiết kế và tính toán các thông số của ổ. Chương trình có hai phương pháp tính: Tính toán thiết kế và tính toán kiểm tra. Phương pháp tính thiết kế sẽ thực hiện thiết kế ổ dựa vào đặc tính ổ do người dùng xác định. Phương pháp tính toán kiểm tra sẽ thực hiện tính toán ổ được chọn lựa.



10.1 TÍNH TOÁN Ổ

Tải trọng động quy ước

$$P = (XF_r + YF_a) \cdot f_d$$

Trong đó:

F_r : Lực hướng tâm (N)

F_a : Lực hướng trục (N)

X : Hệ số hướng tâm

Y : Hệ số hướng trục

f_d : Hệ số lực động phụ

Tải trọng biến đổi

$$P = \sqrt{\frac{P_1^3 t_1 \text{rpm}_1 + P_2^3 t_2 \text{rpm}_2 + \dots + P_n^3 t_n \text{rpm}_n}{t_1 \text{rpm}_1 + t_2 \text{rpm}_2 + \dots + t_n \text{rpm}_n}}$$

Trong đó:

P_1, \dots, P_n : Tải trọng động thành phần quy ước (N)

$\text{rpm}_1, \dots, \text{rpm}_n$: Vận tốc không đổi trong quá trình các lực thành phần tác động (rpm)

t_1, \dots, t_n : Thời gian các lực thành phần tác động (%)

Với vận tốc trung bình đạt được sau đó

$$rpm_s = \frac{q_1 rpm_1 + q_2 rpm_2 + K + q_n rpm_n}{100}$$

Tải trọng tĩnh quy ước

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a$$

với $P_o < F_r$ sau đó đạt $P_o = F_r$

Trong đó:

F_r : Lực hướng tâm (N)
 F_a : Lực hướng trục (N)
 X_o : Hệ số hướng tâm
 Y_o : Hệ số hướng trục

Độ an toàn trong quá trình tải tĩnh

$$s_o = P_o / C_o$$

Trong đó:

C_o : Khả năng tải tĩnh của ổ (N)

Tải trọng tối thiểu cần thiết

$$F_{min} \cong 0.02C$$

Trong đó:

C : Tải trọng động cơ bản (N)

Tuổi bền

$$L_h = a_1 \left(\frac{C}{P} \right)^p \frac{10^6}{60 rpm}$$

Trong đó:

C : Khả năng tải trọng động cơ bản (N)

P : Tải trọng động quy ước của ổ (N)

p : Số mũ $p = 3$ với ổ bi

$p = 10/3$ với ổ khác

rpm : Vận tốc (r.p.m)

a_1 : Hệ số tin cậy

Công suất ma sát mất xấp xỉ

$$P_z = \mu P \pi d rpm / 60.000$$

Trong đó:

μ : Hệ số ma sát

P : Tải trọng của ổ (N)

d : Đường kính

rpm : Vận tốc (r.p.m)

10.2 TÍNH TOÁN THEO LOẠI Ổ ĐÃ CHỌN

Tất cả các giá trị đầu ra của ổ được tính và nếu như tuổi bền đòi hỏi lớn hơn tuổi bền tính toán, sẽ được trình bày bằng màu đỏ. Nếu F_{min} nhỏ hơn P thì F_{min} cũng sẽ được trình bày bằng màu đỏ.

$$L_h (\text{tính toán}) \geq L_h (\text{đòi hỏi yêu cầu})$$

$$F_{min} > P$$

10.3 LỰA CHỌN LOẠI Ổ

Loại ổ	Chỉ có lực hướng tâm	Chỉ có tải trọng chiều trục	Tải trọng kết hợp	Tải trọng do mômen	Tốc độ cao	Độ chính xác vận hành cao	Độ cứng vững cao	Vận hành êm
Ổ bi một dãy	+	+	+	-	+++	+++	+	+++
Ổ bi hai dãy	+	+	+	++	+	+	+	+
Ổ bi tự xếp	+	-	-	--	++	++	-	++
Ổ bi tiếp xúc góc	+	+	++	-	++	+++	+	++
Ổ đối lưng	++	+	++	+	+	++	++	+
Ổ bi tiếp xúc bốn điểm	-	+	+	+	++	+	+	+
Ổ đĩa trụ N, NU	++	--	--	--	+++	++	++	++
Ổ NU, NUP	++	+	+	--	+++	++	++	+
Ổ đĩa trục hai dãy	+++	--	--	+	+++	+++	+++	++
Ổ đĩa trụ bù toàn phần	+++	+	-	--	-	+	+++	-
Ổ đĩa trụ bù hai dãy	+++	--	--	+	+++	+++	+++	++
Ổ đĩa kim	++	--	--	--	+	+	++	+
Ổ đĩa cầu	+++	+	+++	--	+	+	++	+
Ổ đĩa côn	++	++	+++	--	+	++	++	+
Ổ đĩa côn đối mặt	+++	++	+++	-	+	+	+++	+
Ổ chặn bi cầu	--	+	--	--	+	++	+	-
Ổ chặn bi đĩa	--	+	--	--	+	+	+	-
Ổ đĩa trục chặn	--	++	--	--	-	++	++	-
Ổ đĩa kim chặn	--	++	--	--	-	+	++	-
Ổ đĩa cầu chặn	--	+++	+	--	+	+	++	-

Kí hiệu:

+++ : Cực tốt

++ : Tốt

+ : Thoả mãn

- : Sai

-- : Không thích hợp

10.4 TIÊU CHUẨN Ổ LĂN

Tiêu chuẩn quốc tế:

ISO 1132: 1980	Ổ Lăn – dung sai - định nghĩa
ISO 5593	Ổ Lăn – từ ngữ
ISO/TR 9724: 1991	Ổ Lăn – phương pháp đo và độ chính xác
ISO 5753: 1991	Ổ Lăn – khe hở bên trong bán kính
ISO 578: 1987	Ổ Lăn bi côn – hệ Anh – dung sai
ISO 582: 1979	Ổ Lăn – hệ Mét – kích thước cạnh vát giới hạn
ISO 1123: 1987	Ổ Lăn bi đĩa côn – hệ Anh - kích thước cạnh vát giới hạn
ISO 281	Ổ Lăn – công suất, tải trọng động – công suất, tuổi thọ
ISO 15: 1981	Ổ Lăn - Ổ Lăn hướng kính - kích thước giới hạn, sơ đồ tổng quát
ISO 104: 1994	Ổ Lăn - Ổ Lăn va đập – kích thước giới hạn – sơ đồ tổng quát
ISO 355: 1977	Ổ Lăn – kích thước ổ bi côn – kích thước giới hạn và thiết kế
ISO 15: 1985	Ổ hướng kính – kích thước giới hạn – sơ đồ tổng quát

Tiêu chuẩn Đức:

DIN 617	Ổ Lăn - Ổ bi kim.
---------	-------------------

10.5 CÁC TRỊ SỐ VỀ TUỔI BỀN CƠ BẢN L_h

Loại máy	L_h (số giờ)
Thiết bị và dụng cụ hiếm khi gặp	1000
Máy điện gia đình, quạt nhỏ	2000 - 4000
Máy vận hành không liên tục, dụng cụ cầm tay, cần trục, máy nông nghiệp	4000 - 8000
Máy vận hành không liên tục với đòi hỏi độ tin cậy cao, máy phụ trong trạm điện, băng truyền tải, xe tải vận chuyển, thang máy	8000 - 15000
Máy cán	6000 - 12000
Máy được thiết kế cho vận hành 8 đến 16 tiếng, motor điện tĩnh tại, bộ truyền động bánh răng, trục máy dẹt, máy xử lý chất dẻo, cần trục	15000 - 30000
Máy cắt nối chung	20000 - 30000
Máy vận hành lâu dài (liên tục), motor điện tĩnh tại, thiết bị vận chuyển, bộ máy cán, máy li tâm, máy quạt, máy ép, máy nghiền, phanh.	40000 - 60000
Máy vận hành lâu dài với an toàn làm việc cao, máy giấy trạm điện, nhà máy nước, máy tàu thủy.	100000 - 200000

10.6 HỆ SỐ AN TOÀN " S_0 " TRONG QUÁ TRÌNH TẢI TRỌNG TĨNH

Các trị số cho phép tối thiểu đối với các chế độ vận hành khác nhau được trình bày trong bảng

s_0	Chuyển động	Phương thức tải trọng, các đòi hỏi về vận hành của ổ
2	Quay	Tải trọng không liên tục, yêu cầu vận hành êm
2 - 1.5		Ổ quay dưới tải trọng nhỏ hơn tải trọng tĩnh, yêu cầu bình thường vận hành êm
1		Chế độ vận hành bình thường, yêu cầu bình thường vận hành êm
0.5		Vận hành êm không có va đập
2	Lắc	Góc lắc bé với tần số cao và với tải trọng không đều do va đập
1.5		Góc lắc lớn với tần số bé và với tải trọng định kỳ tương đối ổn định
2 - 1	Không quay (ngỉ)	Tải trọng va đập đáng kể
1 - 0.2		Không có yêu cầu đặc biệt về chế độ vận hành của ổ
2		Cho ổ đĩa cầu chặn, tại đó lực tác động hoặc là chuyển động lắc hoặc là tốc độ thấp.

10.7 VẬN TỐC GIỚI HẠN

Ổ đĩa và ổ bi một dãy có hệ số ma sát lăn thuận lợi và có thể được sử dụng đối với vận tốc cao hơn các loại ổ khác. Tốc độ giới hạn cũng bị ảnh hưởng bởi chất bôi trơn và vật liệu vòng rãnh. Các vòng cách làm bằng thép thích hợp cho tốc độ đều và đồng thau hoặc các loại vật liệu khác được sử dụng cho tốc độ cao hơn. Tốc độ chỉ dẫn cho ổ với độ chính xác thông thường được trình bày trong các bảng. Cần lưu ý đến việc giảm tốc độ giới hạn ở các ổ hướng tâm, mà chịu tải trọng không đối bởi lực hướng trục. Trong trường hợp này, tốc độ giới hạn phụ thuộc vào tỉ số F_a / F_r . Bảng này trình bày các trị số của hệ số f_n , qua đó nhân hệ số đó với tốc độ hạn chế trình bày trong các bảng.

Loại ổ	F_a / F_r									
	0.25	0.40	0.60	1.00	1.60	2.50	4.00	6.00	10.00	> 10
Ổ bi một hàng	1	0.98	0.96	0.92	0.89	0.86	0.82	0.82	0.81	0.80
Ổ bi một hàng có tiếp xúc góc	1	1	1	1	0.98	0.97	0.96	0.96	0.95	0.95
Ổ bi hai hàng tự xếp	0.98	0.93	0.85	0.72	0.62	0.58	0.45	0.43	0.38	0.33
Ổ đĩa cầu hai hàng	0.99	0.95	0.90	0.82	0.77	0.72	0.67	0.64	0.62	0.60
Ổ đĩa côn một hàng	0.98	0.93	0.88	0.78	0.69	0.61	0.55	0.51	0.48	0.45

10.8 ĐỘ NGHIÊNG CHO PHÉP

Góc nghiêng cho phép của ổ ε:

Loại ổ	e
Ổ một hàng bi	6'
Ổ bi hai hàng tự xếp	3°
Ổ đĩa một hàng (NU2, NU3, N2, N3, N4)	6'
Các loại ổ đĩa khác	2'
Ổ đĩa cầu hai hàng	1.5°
Ổ đĩa côn một hàng	2'
Ổ đĩa cầu chặn	2°

10.9 DUNG SAI CỦA ĐƯỜNG KÍNH TRỤC ĐỐI VỚI Ổ ĐỖ HƯỚNG KÍNH

Các dạng tải trọng	Ví dụ về bộ đỡ ổ	Đường kính trục			Dung sai
		Ổ bi	Ổ đĩa	Ổ đĩa cầu	
		Ổ đĩa côn			
Tải trọng điểm của vòng trong					
Tải trọng bé và bình thường	Trục lăn, puli	Tất cả đường kính			G6
Tải trọng lớn và có va đập	puli căng				H6
Tải trọng vành rài của vòng trong, kiểu tải trọng không xác định					
Tải trọng bé và biến đổi	Thiết bị điện, quạt	18 - 100	< 40		J6
	Máy cắt gọt, băng chuyền	100 - 200	40 - 140		K6
Tải trọng bình thường và lớn	Tải trọng bình thường, máy cắt gọt	< 18			J5
	Tua bin, mô tơ điện	18 - 100	< 40	< 40	K5
	Hộp bánh răng	100 - 140	40 - 100	40 - 65	M5
	Bơm	140 - 200	100 - 140	65 - 100	M6
		200 - 280	140 - 200	100 - 140	N6
Tải trọng cực lớn, va đập	Ổ cho trục toa xe lửa		50 - 140	50 - 100	N6
	Mô tơ kéo, máy cán		140 - 500	100 - 500	P6
Độ chính xác cao	Máy cắt gọt	< 18			H5
		18 - 100	< 40		J5
		100 - 200	40 - 140		K5
Chỉ có tải trọng hướng trục		Tất cả đường kính			J6

Chú ý: Tải trọng

Nhỏ nhất: $C/P > 15$

Bình thường: $C/P = 7 - 15$

Lớn với: $C/P < 7$

C: Tải trọng động định mức cho vòng bi (tra bảng vòng bi)

P: Tải trọng làm việc tác dụng lên vòng bi

10.10 DUNG SAI CỦA ĐƯỜNG KÍNH VỎ HỘP VỚI Ổ ĐỖ HƯỚNG KÍNH

Các dạng tải trọng	Chế độ làm việc	Vỏ hộp	Ví dụ về bộ đỡ ổ	Dung sai
Tải trọng tác dụng lên vòng ngoài				
Tải trọng va đập lớn	Vòng ngoài cố định	Một chi tiết	Moay ơ bánh xe, cần đầu nối vòng bi	P7
Tải trọng bình thường và lớn			Bánh đai, vòng bi, trục khuỷu	N7
Tải trọng bé và biến đổi			Bánh đai vận chuyển và căng	M7
Tải trọng không xác định				
Tải trọng va đập lớn	Vòng ngoài cố định	Một chi tiết	Mô tơ kéo	M7
Tải trọng bình thường và lớn	Vòng ngoài cố định		Mô tơ máy bơm, trục khuỷu	K7
Tải trọng bình thường và bé	Vòng ngoài trượt		Mô tơ máy bơm, quạt	J7
Lắp ghép chính xác				
Tải trọng bình thường và bé	Vòng ngoài cố định	Một chi tiết	Ổ dùng cho các máy cắt gọt kim loại	K6
	Vòng ngoài trượt		Ổ lăn dùng cho máy nghiền	J6
	Vòng ngoài dễ trượt		Mô tơ điện bé	H6
Tải trọng tác dụng cố định lên vòng ngoài				
Tải trọng lớn, bình thường và bé	Vòng ngoài dễ trượt	1-2 Chi tiết	Máy thông thường tải trọng hướng trục	H7
		2 Chi tiết	Trục truyền động	H8
Truyền nhiệt qua trục		1-2 Chi tiết	Mô tơ lớn Lắp ổ bi đĩa	G7

Chú ý:

Tải trọng được xem là bé khi: $C/P > 15$

Tải trọng được xem là bình thường khi: $C/P = 5 \div 15$

Tải trọng được xem là lớn khi: $C/P < 7$

C: Tải trọng động định mức cho vòng bi (tra bảng vòng bi)

P: Tải trọng làm việc tác dụng lên vòng bi.

10.11 DUNG SAI CỦA ĐƯỜNG KÍNH TRỤC ĐỐI VỚI Ổ ĐỖ HƯỚNG TRỤC

Loại ổ	Kiểu tải trọng		Đường kính trục	Dung sai
Ổ bi chặn	Chỉ hướng trục		Tất cả đường kính	j 6
Ổ đĩa cầu chặn	Chỉ hướng trục			j 6
	Tải trọng hướng trục và hướng tâm đồng thời	Tải trọng cố định		j 6
		Tải trọng tác dụng đều lên vòng trục hay là tải trọng không xác định		< 200
			200 - 400	m6
		> 400	n6	

10.12 DUNG SAI CỦA ĐƯỜNG KÍNH LỖ VỎ HỘP CHO Ổ ĐỖ HƯỚNG TRỤC

Loại ổ	Các dạng tải trọng		Dung sai
Ổ bi chặn	Chỉ có tải trọng hướng trục, vòng tựa với khe hở hướng tâm.		H 8
Ổ đĩa cầu chặn	Chỉ có tải trọng hướng trục, vòng tựa được lắp với khe hở hướng tâm		
	Tải trọng hướng trục và hướng tâm đồng thời	Tải trọng tác dụng cố định lên vòng tựa	H 7
		Tải trọng vành rìa của vòng tựa	M 7

10.13 HỆ SỐ ẢNH HƯỞNG NHIỆT F_T

Ảnh hưởng của nhiệt độ tới việc giảm khả năng tải trọng động của ổ theo catalô ZKL (1978)

Nhiệt độ	100	125	150	175	200	225	250	275	300
f_t	1	0.95	0.9	0.85	0.8	0.7	0.6	0.55	0.5

Theo catalô SKF (1994)

Nhiệt độ	150	200	250	300
f_t	1	0.9	0.75	0.6

10.14 HỆ SỐ ẢNH HƯỞNG CỦA RĂNG F_{D1}

Ảnh hưởng của sự truyền động bánh răng đến sự tăng lực hướng tâm (hệ số làm cho lực ban đầu tăng lên do sự không chính xác của răng).

Loại bánh răng	f_{d1}
Bánh răng chính xác (sai lệch bước và hình dáng đến 0.02)	1.05 - 1.1
Bánh răng bình thường (sai lệch bước và hình dáng từ 0.02 đến 0.1)	1.1 - 1.3

10.15 HỆ SỐ ẢNH HƯỞNG CỦA RĂNG F_{D2}

Ảnh hưởng của sự truyền động bánh răng đến sự tăng lực hướng tâm (hệ số làm cho lực ban đầu tăng lên do sự dồn ép lắp ghép bánh răng).

Loại máy	f_{d2}
Máy quay điện, turbin, máy nén (máy làm việc ngoài trời chấn động mạnh)	1 - 1.2
Động cơ kiểu pittông tàu hoả	1.2 - 1.5
Băng chuyển, băng cấp, bơm, quạt	1 - 1.2
Cần trục, thang máy, quạt hầm mỏ	1.2 - 1.4
Thang máy hầm mỏ và bơm hầm mỏ	1.5 - 1.8
Pittông máy bơm, máy nén	1.2 - 1.5
Máy nghiền bi, máy cán ống, máy nghiền búa, máy đập	1.5 - 1.8
Máy làm đất, máy khoan sâu	1.5 - 2.5
Tang trống sấy	1.3 - 1.5
Máy dệt và máy giấy	1 - 1.5
Máy công nghệ thực phẩm	1.1 - 1.5
Máy mài, khoan, phay, máy cưa đai, khung, máy gia công chế biến gỗ	1.1 - 1.3
Máy tiện, bào, cắt	1.4 - 1.6
Bộ chuyển động quay và đảo ngược, máy kéo dây, máy cán nguội, máy cán cao su, máy búa, máy cắt tấm kim loại, máy đập	1.3 - 2
Máy cán thô, máy cán kim loại tấm (tải trọng và đập bánh răng lớn).	1.5 - 3

10.16 HỆ SỐ ẢNH HƯỞNG TRUYỀN ĐỘNG BĂNG TẢI F_{D3}

Ảnh hưởng của sự truyền động băng tải đến sự tăng lực hướng tâm.

Loại truyền động băng tải	f_{d3}
Băng tải chữ - V	2 – 2.5
Băng tải dẹt	2.5 – 3
Băng tải dẹt với pully căng đai	4 – 5

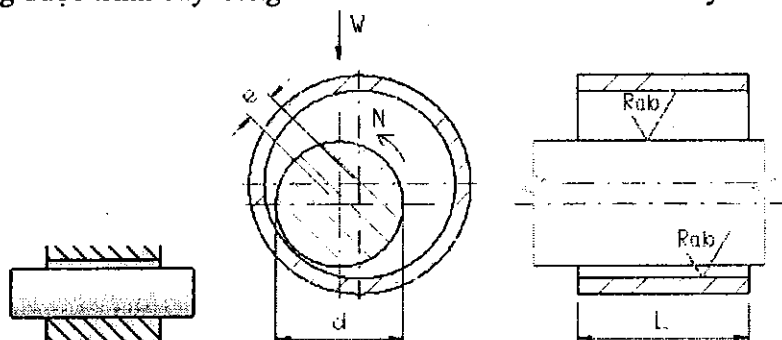
cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

CHƯƠNG 11

TÍNH TOÁN Ổ TRƯỢT

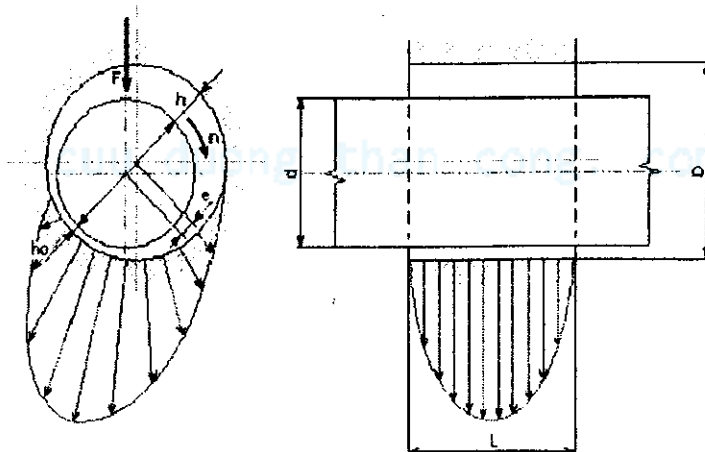
Chương trình này cung cấp thiết kế và kiểm tra tính về ổ trượt chịu tải, làm việc dưới chế độ bôi trơn thủy động. Ổ thủy động là loại ổ quan trọng nhất, bởi vì sự bôi trơn toàn phần bằng chất lỏng đảm bảo làm việc tin cậy mà không gây nhiều mài mòn trong quá trình vận hành. Ở loại ổ này, một lớp bôi trơn được tạo ra bằng việc di chuyển tương đối của bề mặt trượt. Sự di chuyển này làm cho chất bôi trơn chảy vào rãnh bôi trơn nhờ tính kết dính của chất bôi trơn. Miền áp suất thủy động được tạo ra, hợp lực phải cân bằng với tải trọng ngoài của ổ. Một miền áp suất thủy động được trình bày trong hình vẽ theo sơ đồ của 1 ổ sau đây:



11.1 CÁC KHÁI NIỆM CƠ BẢN

Ổ bôi trơn thủy động là loại ổ trượt quan trọng nhất bởi vì sự bôi trơn toàn phần bằng chất lỏng đảm bảo độ tin cậy không gây mòn nhiều trong quá trình vận hành. Một lớp bôi trơn được tạo ra cho các ổ này bằng sự di chuyển tương đối của bề mặt trượt. Sự di chuyển này làm cho chất bôi trơn chảy vào các rãnh bôi trơn nhờ tính bám dính của chất bôi trơn. Lớp dầu tạo ra từ khe hẹp hình V.

Tại lớp này trường (vùng) áp suất thủy động được tạo ra trong đó hợp lực phải cân bằng với tải trọng ngoài của ổ. Một trường áp suất thủy động được trình bày trong hình vẽ theo sơ đồ của một ổ sau đây:



Trong đó:

- d : Đường kính ngỗng trục (mm)
- D : Đường kính ổ (mm)
- e : Độ lệch tâm của ngỗng trục trên ổ (μm)
- F : Lực tải (N)
- h_0 : Độ dày tối thiểu của lớp bôi trơn thủy động hiệu dụng trong quá trình làm việc của ổ (μm)
- L : Độ rộng của ổ (mm)
- n : Vận tốc ngỗng trục (vòng/phút)

Độ dày của lớp bôi trơn phụ thuộc vào tốc độ di chuyển tương đối các ngỗng trục, vào độ nhớt của chất bôi trơn và tải trọng làm việc. Bởi vì bề mặt trượt chỉ tiết mấy không bao giờ trơn và phẳng hoàn hảo. Ma sát ướt chỉ đảm bảo được một lớp bôi trơn với độ dày tối thiểu nhất định, và tốc độ trượt tối thiểu để tạo ra độ dày lớp bôi trơn đó. Nếu không đạt được tốc độ này, ổ sẽ vận hành trong điều kiện ma sát lớn nhất.

Một dòng chảy trong lớp đỡ thủy động là phiên mỏng trên hầu hết các ổ chỉ trong quá trình ở tốc độ trượt lớn, dòng chảy nổi có thể được tạo ra. Trong quá trình ở tốc độ cao của ngỗng trục, sự rung động xoáy của nó với một nửa tần số của tần số tốc độ cũng có thể xảy ra. Để tránh những điều kiện này, kiểm tra ổ là cần thiết. Không chỉ cần thiết phải kiểm tra đối với tốc độ tối thiểu ở giới hạn ma sát lớn nhất, mà còn phải kiểm tra đối với giới hạn tốc độ lớn nhất.

Tính toán đối với ổ trượt thủy động dựa vào phương trình Reynolds và điều kiện:

- Dòng chảy ổn định, mỏng và đẳng nhiệt, chất bôi trơn có mật độ đồng nhất, có độ nhớt và nhiệt độ mọi lúc và mọi chỗ.
- Lớp bôi trơn hạn chế chuyển động ở tốc độ tải của bề mặt trượt.
- Lớp bôi trơn rất mỏng, ảnh hưởng của độ cong của nó có thể bỏ qua và lớp bôi trơn được tính theo hướng thẳng.
- Lớp bôi trơn hoàn toàn điền đầy và cùng đặc tính.
- Độ nặng của chất bôi trơn và các lực quán tính trong lớp bôi trơn có thể bỏ qua.
- Chất bôi trơn không chảy theo hướng chiều dày của lớp bôi trơn, do áp suất không đổi theo hướng này.
- Ảnh hưởng của áp suất đầu vào đối với miền áp suất bôi trơn và ảnh hưởng của phản áp suất âm của lớp bôi trơn là không xét.
- Độ lệch vi hình học và vĩ hình học của dạng bề mặt trượt được chuyển thành dạng hình học cân bằng lí tưởng; độ lệch vị trí lẫn nhau thường bỏ qua.
- Các chi tiết ổ là cứng vững hoàn toàn, không thay đổi hình dạng và kích thước.
- Nhiệt độ bôi trơn trung bình tại đầu ra của ổ là nhiệt độ chỉ dẫn để xác định tính nhớt của chất bôi trơn.

Cần thiết phải xét trong phạm vi nào những giả định này được thoả mãn vì các chi tiết ổ là không cứng vững hoàn toàn và chúng không có dạng lí tưởng và cũng không có vị trí tương hỗ do chế tạo, lắp ráp và vận hành. Việc biến đổi độ nhớt của chất bôi trơn hay là thậm chí mật độ (hầu như là do nhiệt độ thay đổi) có thể dẫn tới sự khác nhau về đặc tính thực và đặc tính tính toán của ổ. Khi không khí và bụi bẩn thâm nhập vào lớp bôi trơn thì chức năng làm việc của ổ có thể bị ảnh hưởng lớn.

11.2 TÍNH TOÁN KIỂM TRA Ổ

Trong phần trợ giúp này tất cả các hệ thức tính toán dùng trong quá trình tính toán kiểm tra toàn phần của ổ trượt thủy động toả tròn được trình bày. Hệ thức tính được liệt kê theo thứ tự, qua đó chúng được dùng trong tính toán ổ.

Vận tốc góc của ngõng trục

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (\text{rad/s})$$

Vận tốc vành rìa của ngõng trục

$$V_H = \frac{\pi \cdot n \cdot d}{60000} \quad (\text{rad/s})$$

Giá trị trong phạm vi từ 1 đến 15 m/s được xét cho tốc độ trượt bé và trung bình. Ổ thông thường làm việc ở tốc độ từ 70 đến 80 m/s. Ổ đặc biệt lên tới tốc độ 100 m/s.

Độ rộng làm việc của ổ

Đối với ổ được bôi trơn qua lỗ bôi trơn hoặc là rãnh bôi trơn hướng trục

$$L_r = L \quad (\text{mm})$$

Đối với ổ được bôi trơn qua rãnh bôi trơn tròn

$$L_r = L - s \quad (\text{mm})$$

Độ rộng tương đối của ổ

Đối với ổ được bôi trơn qua lỗ bôi trơn hoặc rãnh bôi trơn hướng trục

$$b^* = \frac{L}{d} \quad (-)$$

Đối với ổ được bôi trơn qua rãnh bôi trơn toả tròn

$$b^* = \frac{L - s}{2 \cdot d} \quad (-)$$

Chương trình này chỉ được thiết kế cho ổ với độ rộng tương đối từ 0.2 đến 1.5 L_r

Áp suất của ổ

$$p_m = \frac{F}{L_r \cdot d} \quad (\text{MPa})$$

Giá trị trong phạm vi từ 1 đến 5 MPa được xét đối với những áp suất nhỏ. Giá trị lớn nhất là khoảng 30 MPa và 70 MPa trong quá trình tải trọng va đập ngắn, và với sự lựa chọn đúng vật liệu ổ và ngõng trục.

Độ dày tối thiểu của lớp bôi trơn để đảm bảo sự ngăn cách hoàn toàn bề mặt trượt của ổ.

Với ổ có xét đến sự trắng lốt

$$h_{\min} = 3.4(R_{aH} + R_{aL}) + o \quad (\mu\text{m})$$

Với ổ không có sự trắng lốt

$$h_{\min} = 4.5(R_{aH} + R_{aL}) + o \quad (\mu\text{m})$$

Nếu chế độ bôi trơn thủy động là đúng, độ dày tối thiểu của lớp bôi trơn phải bé hơn khe hở danh nghĩa đường kính.

Với ổ có xét đến sự trắng

$$\psi = \frac{\Delta d}{d} + \frac{6.8 \cdot (R_{aH} + R_{aL})}{d} + \frac{\Delta d_P}{d} + \frac{\Delta d_T}{d}$$

Với ổ không có sự trắng

$$\psi = \frac{\Delta d}{d} + \frac{9 \cdot (R_{aH} + R_{aL})}{d} + \frac{\Delta d_P}{d} + \frac{\Delta d_T}{d}$$

Việc tính toán sự biến đổi khe hở đường kính do áp lực của ống lót ổ Δd_p và sự biến đổi khe hở đường kính do gradien nhiệt độ toả tròn Δd_T được thực hiện trong khung đối thoại dữ liệu cao cấp. Khe hở đường kính tương đối là một thông số thiết kế quan trọng, thông số đó có ảnh hưởng đến đặc tính ổ. Phạm vi của nó là 0.0005 ~ 0.004. Giá trị bé của khe hở đường kính tương đối là phù hợp cho ổ với áp suất xác định, làm việc ở tốc độ trượt nhỏ và ngược lại.

Với giá trị của khe hở đường kính tương đối càng tăng, khả năng tải trọng của ổ giảm và nguy cơ rung gõng trực và nứt lớp lót ổ tăng.

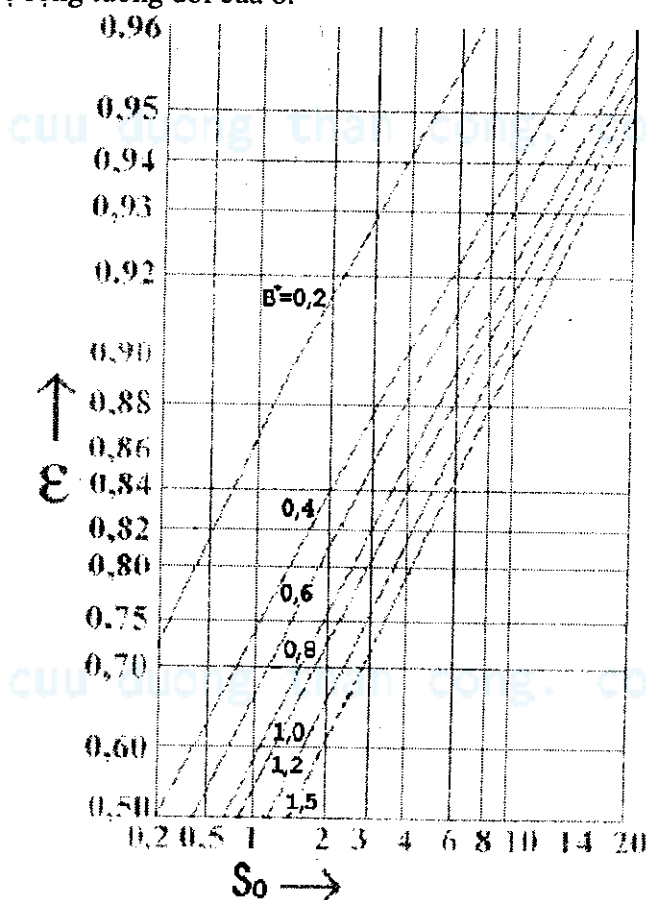
11.3 SỐ SOMMERFELD

Số Sommerfeld kích thước là giá trị cơ bản để tính khả năng tải trọng của ổ. Do áp suất xác định nhỏ trong quá trình tốc độ trượt lớn, nguy cơ ổ chạy không đều là có thể nếu số Sommerfeld thấp hơn 1. Với các giá trị lớn hơn 15 thì lại có nguy cơ dính ổ trên mặt trượt.

$$S_0 = \frac{P_m \cdot \psi^2 \cdot 10^6}{n \cdot \omega}$$

11.4 ĐỘ LỆCH TÂM TƯƠNG ĐỐI CỦA NGÕNG TRỤC

Trị số lệch tâm tương đối được lấy từ sơ đồ bằng sự phụ thuộc của nó vào số Sommerfeld so với độ rộng tương đối của ổ.



Giá trị kinh nghiệm cho độ lệch tâm tương đối của ngõng trục nằm trong phạm vi từ 0.7 đến 0.96. Với giá trị thấp hơn sẽ xảy ra ngõng trục hoạt động không đều. Nếu vượt quá mức giới hạn trên của phạm vi đó, ma sát lớn nhất giữa các đỉnh nhám của bề mặt có thể xảy ra.

11.5 ĐỘ DÀY TỐI THIỂU CỦA LỚP BÔI TRƠN HIỆU DỤNG THỦY ĐỘNG KHI Ổ VẬN HÀNH

$$h_o = 0.5\psi d(1 - \varepsilon)10^3 \quad (\mu\text{m})$$

Nếu chế độ bôi trơn thủy động được thỏa mãn, độ dày tính toán của lớp bôi trơn phải lớn hơn độ dày tối thiểu của lớp bôi trơn.

11.6 CÂN BẰNG NHIỆT CỦA Ổ ĐƯỢC THỰC HIỆN ĐỐI VỚI KÍCH THƯỚC Ổ XÁC ĐỊNH VÀ CHẤT BÔI TRƠN ĐƯỢC CHỌN

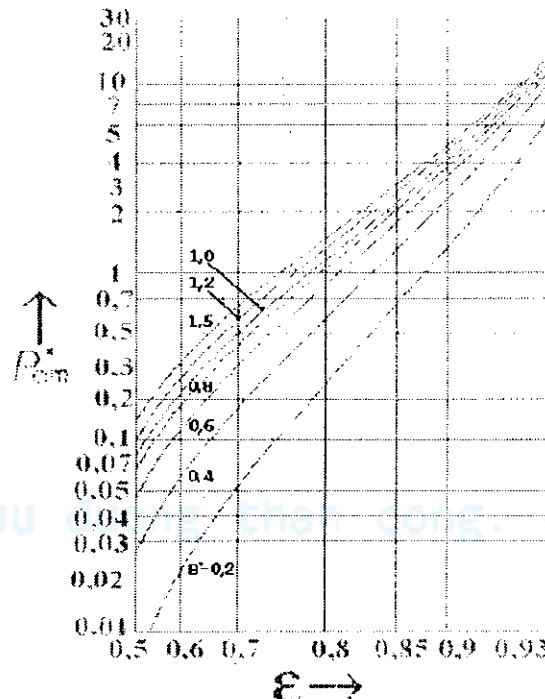
Kiểm tra ứng suất uốn của ngỗng trực

$$\sigma_o = 5 \cdot p_m \cdot \left(\frac{L_f}{d} \right)^2 < \sigma_{oD} \quad (\text{MPa})$$

11.7 ÁP LỰC LỚN NHẤT TRONG KHE BÔI TRƠN

$$p_{\max} = \frac{6 \cdot p_{cm}^* \cdot \eta \cdot \omega}{(\psi \cdot \varepsilon)^2 \cdot 10^6} \quad (\text{MPa})$$

Trong đó p_{cm}^* : là hệ số áp suất xác định không có kích thước tại mặt phẳng trung bình của ổ, mà lấy từ một sơ đồ theo độ lệch tâm danh nghĩa tương đối của ngỗng trực và độ rộng tương đối của ổ.



Giá trị của áp suất lớn nhất trong quá trình vận hành và độ lớn của áp suất xác định của ổ trong quá trình khởi động và chuyển động quán tính cũng là dữ liệu bắt buộc để thiết kế vật liệu lót ổ.

11.8 TẦN SỐ CHUYỂN TIẾP CỦA TỐC ĐỘ TẠI GIỚI HẠN MA SÁT TỐI ĐA

$$n_{\min} = \frac{400 \cdot F}{\eta \cdot \pi \cdot d^2 \cdot L_f} \quad (\text{vòng/phút})$$

Nếu ma sát ổ và sự mòn lớn do chế độ làm việc trong quá trình khởi động và chuyển động theo quán tính, tần số chuyển tiếp của tốc độ phải đặt dưới tần số làm việc để rút ngắn chu kỳ bôi trơn không đầy đủ.

11.9 TẢI TRỌNG TỐI ĐA CỦA Ổ TRONG GIỚI HẠN MA SÁT TỐI ĐA

$$F_{\max} = \frac{n \cdot \eta \cdot \pi \cdot d^2 \cdot L_f}{400} \quad (\text{MPa})$$

11.10 TẦN SỐ CỰC ĐẠI CỦA TỐC ĐỘ TẠI GIỚI HẠN TĂNG CHẢY RỐI

$$n_T = \frac{1.58 \cdot 10^9 \cdot \eta}{\rho_T \cdot d^2 \cdot \psi^{1.5}} \quad (\text{vòng/phút})$$

Trong đó:

$$\rho_T = \rho_{20} - 0.65(T - 20) \quad (\text{kg.m}^{-3})$$

Tần số cực đại của tốc độ tại giới hạn xoáy của ngỗng trục

$$n_v = \frac{2690}{\epsilon \cdot \sqrt{\psi \cdot d}} \quad (\text{vòng/phút}) \quad \text{với } \epsilon > 0.7$$

$$n_v = \frac{24.5 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{L_f}{d} \right)^{0.431}}{\sqrt{\psi \cdot d}} \quad (\text{vòng/phút}) \quad \text{với } \epsilon \geq 0.7$$

11.11 THIẾT KẾ ĐƯỜNG KÍNH TỐI THIỂU CỦA NGỖNG TRỤC

Chức năng của chương trình này được dùng để tính giá trị tối thiểu của đường kính ngỗng trục, phù hợp với tải trọng danh nghĩa và chế độ làm việc của ổ. Đường kính tối thiểu của ngỗng trục được tính toán cả ứng suất và độ bền trong một cơ cấu, máy và tính toán cho khả năng làm việc của ổ trên tần số chuyển tiếp của vận tốc.

Đường kính ngỗng trục được thiết kế dùng hai phương trình. Phương trình thứ nhất dùng lực tải danh nghĩa và ứng suất uốn cho phép của vật liệu ngỗng trục.

$$d = \sqrt{\frac{5 \cdot 0.5 \cdot F}{\sigma_{oD}}} \quad (\text{mm})$$

Phương trình thứ hai dùng tải trọng danh nghĩa và độ nhớt của chất bôi trơn.

$$d = \sqrt[3]{\frac{400 \cdot F}{n \cdot \pi \cdot \eta \cdot 0.5}} \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

- d : Đường kính ngõng trục (mm)
 F : Lực tải (N)
 n : Vận tốc ngõng trục (vòng/phút)
 η : Độ nhớt động của chất bôi trơn tại nhiệt độ trung bình của nó ở cửa ra của ổ (Pas)

11.12 THIẾT KẾ KHE HỖ

Chức năng của chương trình này được dùng để tạo một thiết kế sơ bộ cho khe hở của đường kính ngõng trục phụ thuộc vận tốc. Trị số của khe hở là độ hở tương đối, được tính toán theo công thức:

$$\psi = 0.0008 \cdot \sqrt[4]{V_H}$$

Trong đó:

- ψ : Độ hở tương đối (-)
 V_H : Vận tốc vành rìa của ngõng trục (m/giây)

Độ hở tương đối là một thông số quan trọng có ảnh hưởng đến chất lượng ổ. Phạm vi thường là từ 0.0005 đến 0.004. Trị số nhỏ của khe hở phù hợp với ổ có áp lực riêng cao, làm việc ở tốc độ trượt thấp và ngược lại.

Trị số khe hở tương đối càng cao khả năng tải của ổ càng giảm và tăng nguy cơ rung ngõng trục và nứt khe ổ. Tốc độ trượt ngõng trục có ảnh hưởng nhiều đến việc chọn khe hở hướng kính. Lựa chọn dựa vào vật liệu lót ổ và thực nghiệm.

Babít	$(0.5 \sim 1) \cdot 10^{-3}$
Đồng thanh thiếc	$(0.8 \sim 2) \cdot 10^{-3}$
Hợp kim nhôm	$(1.2 \sim 2.5) \cdot 10^{-3}$
Gang đúc, graphít	$(2 \sim 3) \cdot 10^{-3}$
Chất dẻo	$(1.5 \sim 10) \cdot 10^{-3}$

11.13 GIẢM ĐƯỜNG KÍNH TRONG CỦA LÓT Ổ VÌ ÉP VÀO TRONG THÂN Ổ

Khi ép 1 lót ổ vào bên trong thân ổ với 1 độ dôi tương đối

$$\vartheta = \frac{\Delta D_1}{D_1 \cdot 10^{-3}}$$

sẽ xuất hiện áp lực tiếp xúc

$$p_1 = \vartheta \cdot \frac{E_L \cdot E_P}{E_P \cdot (C_L + \nu_L) + E_L (C_P - \nu_P)} \quad (\text{MPa})$$

Trong đó:

$$C_L = \frac{(D_2 / D_1)^2 + 1}{(D_2 / D_1)^2 - 1}; \quad C_P = \frac{(D_1 / d)^2 + 1}{(D_2 / d)^2 - 1}$$

11.14 ĐỘ DÔI THEO KINH NGHIỆM NỀN DỪNG

$\vartheta \approx 1.3 \cdot 10^{-3}$: Thân ổ làm bằng hợp kim nhôm

$\vartheta \approx 0.6 \cdot 10^{-3}$: Thân làm bằng sắt đúc hoặc thép

Thay đổi khe hở, do ép lót ổ, được xác định trong phương trình sau:

$$\Delta d_p = -\frac{p_l \cdot d}{E_p} \cdot \left(\frac{2}{1 - (d/D_l)^2} \right) \quad (\text{mm})$$

11.15 THAY ĐỔI KHE HỖ DO GRADIEN NHIỆT ĐỘ HƯỚNG KÍNH

Các chi tiết của ổ giãn nở do nhiệt trong quá trình vận hành dưới ảnh hưởng của gradien nhiệt độ hướng kính sẽ xảy ra thay đổi khe hở và trị số của nó là:

$$\Delta \psi_T = (\alpha_L - \alpha_H)(1 - B)(T_V - T_U) - 0.6(\alpha_L \Delta T_{rL} - 0.75\alpha_H \Delta T_{rH})$$

Trong đó:

$$B = \frac{\frac{4 \cdot s_e \cdot E_p}{D_l} \cdot \left(1 - \frac{s_e}{D_l}\right) \cdot \left[1 - \nu_L + (1 + \nu_L) \cdot \left(\frac{D_2}{D_l}\right)^2\right]}{\frac{4 \cdot s_e \cdot E_p}{D_l} \cdot \left(1 - \frac{s_e}{D_l}\right) \cdot \left[1 - \nu_L + (1 + \nu_L) \cdot \left(\frac{D_2}{D_l}\right)^2\right] + E_L \cdot \left[\left(\frac{D_2}{D_l}\right)^2 - 1\right] \cdot \left[1 - \nu_L + (1 + \nu_L) \cdot \left(1 - \frac{2s_e}{D_l}\right)^2\right]}$$

Trong khi đó độ dày hiệu dụng của lót ổ là: $s_e = (D_l - d_{sv})/2$ (mm)

Gradien nhiệt độ hướng kính giữa bề mặt ngoài của ổ và mặt trượt là:

$$\Delta T_{rL} \approx 5 \dots 15 [^{\circ}\text{C}]$$

Gradien nhiệt độ hướng kính giữa bề mặt trượt và tâm của trục là:

$$\Delta T_{rH} \approx 2 \dots 5 [^{\circ}\text{C}]$$

Biến đổi khe hở do gradien nhiệt độ hướng kính được xác định trong phương trình sau:

$$\Delta d_T = \Delta \psi_T d \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

- d : Đường kính ngỗng trục (mm)
- D_l : Đường kính trong của thân ổ (mm)
- D_2 : Đường kính ngoài của thân ổ (mm)
- Δd_p : Thay đổi khe hở ổ do ép (mm)
- Δd_T : Thay đổi khe hở ổ do nhiệt (mm)
- ΔD_l : Giá trị do ép thân ổ vào vỏ hộp (μm)
- E_L : Mô đun đàn hồi của vật liệu thân ổ (MPa)
- E_p : Mô đun đàn hồi của vật liệu lót ổ (vỏ hộp) (MPa)
- s_e : Chiều dày hiệu dụng của lót ổ (mm)
- s_v : Chiều dày lớp tráng của lót ổ (mm)
- T_U : Nhiệt độ của môi trường xung quanh
- T_V : Nhiệt độ trung bình của chất bôi trơn tại cửa ra của ổ
- ΔT : Nhiệt độ hướng kính giữa bề mặt trượt
- ΔT_{rH} : Gradien nhiệt độ hướng kính giữa bề mặt trượt và tâm trục ($^{\circ}\text{C}$)

- ΔT_{rL} : Gradien nhiệt độ hướng kính giữa bề mặt trượt và mặt ngoài của ổ ($^{\circ}\text{C}$)
 α_L : Hệ số dẫn nở nhiệt của thân ổ ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)
 α_H : Hệ số dẫn nở nhiệt của vật liệu ngỗng trục ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)
 ν_L : Hệ số Poisson của vật liệu thân ổ
 ν_P : Hệ số Poisson của vật liệu lót ổ (vỏ hộp)
 u : Hỗn hợp tương quan

11.16 LỰA CHỌN CHẤT BÔI TRƠN PHÙ HỢP

Chức năng của chương trình này lựa chọn chất bôi trơn phù hợp từ bảng liệt kê, dựa theo các kích thước danh nghĩa và tải trọng. Phương pháp tính toán tương tự như cách tính toán kiểm tra ổ hoàn chỉnh. Kết quả không chỉ đưa ra chất bôi trơn cần dùng mà còn tính toán cả nhiệt độ của chất bôi trơn ở cửa ra của ổ.

Trong quá trình lựa chọn chất bôi trơn, tính toán được dựa vào lớp dầu tối thiểu cần thiết cho sự tách rời hoàn toàn của các bề mặt trượt của ổ và cho sự đảm bảo bôi trơn thủy động. Độ dày tối thiểu của các lớp dầu của ổ, khi xem xét sự trống lốt, cấu trúc bề mặt của các mặt trượt và kích cỡ của các hạt cứng trong chất bôi trơn được xác định bởi tính thấm của bộ lọc dầu và được tính toán theo phương trình sau đây:

$$h_{\min} = 3.4 (R_{aH} + R_{aL}) + o \quad (\mu\text{m})$$

đối với ổ không có sự trống lốt, phương trình là:

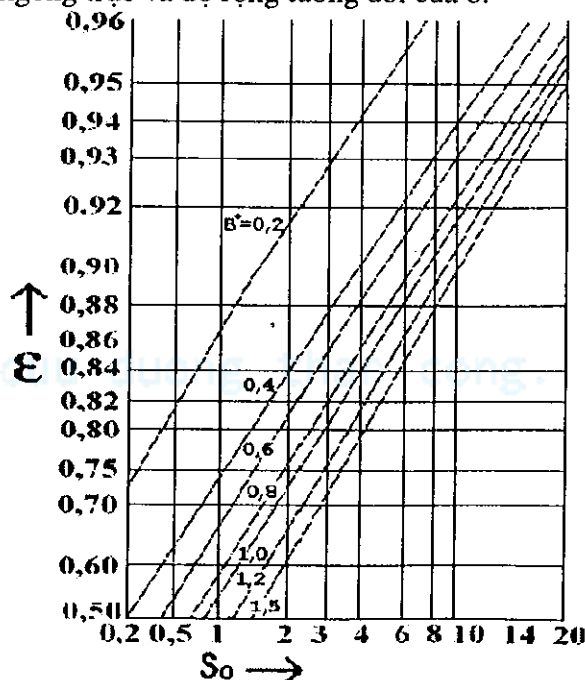
$$h_{\min} = 4.5 (R_{aH} + R_{aL}) + o \quad (\mu\text{m})$$

Chương trình sẽ tính độ lệch tâm tương đối của ngỗng trục từ trị số của độ dày nhỏ nhất của lớp dầu:

$$\epsilon = 1 - \frac{2 \cdot h_{\min}}{1000 \cdot \Delta d}$$

trị số theo kinh nghiệm của độ lệch tâm tương đối của ngỗng trục nằm trong phạm vi từ 0.7 đến 0.96.

Số Sommerfeld, số mà mô tả tính năng của ổ được xác định từ sơ đồ quan hệ đến độ lệch tâm tương đối của ngỗng trục và độ rộng tương đối của ổ.



Giá trị nên dùng của số Sommerfeld nằm trong phạm vi từ 1 đến 15. Độ nhớt cần thiết của chất bôi trơn cho nhiệt độ trung bình ở cửa ra của ổ để dàng tính được cho số Sommerfeld, được tính theo cách này.

$$\eta = \frac{p_m \cdot 10^6 \cdot \psi^2}{S_o \cdot \omega} \quad (\text{Pa.S})$$

Chương trình sẽ chọn lựa dầu phù hợp từ bảng liệt kê dựa theo nhiệt độ dự kiến của chất bôi trơn ở cửa ra và theo độ nhớt động lực tính toán. Sau đó sự cân bằng nhiệt của ổ được thực hiện cho loại dầu này. Kết quả của sự cân bằng theo tính toán là nhiệt độ trung bình của chất bôi trơn ở đầu ra của ổ.

Nếu nhiệt độ dự kiến không phù hợp với nhiệt độ tính toán (chấp nhận được 2°C) ổ sẽ không hợp với chất bôi trơn được xác định. Toàn bộ tính toán sẽ được thực hiện lại để tìm giá trị nhiệt độ mới, mà sẽ được tính bằng phép nội suy tuyến tính của nhiệt độ dự kiến và nhiệt độ tính toán. Một quy trình lặp của tính toán sau đó sẽ tiếp tục cho đến khi thực hiện được yêu cầu.

Trong đó:

Δd	: Khe hở (mm)
h_{\min}	: Độ dày tối thiểu của lớp bôi trơn để đảm bảo sự tách rời hoàn toàn của các bề mặt trượt của ổ (μm)
o	: Kích thước hạt cứng nhỏ nhất trong dầu, xác định bởi độ thấm của bộ lọc dầu (μm)
p_m	: Áp suất của ổ (MPa)
R_{all}	: Cấu trúc bề mặt ngỗng trục (μm)
R_{al}	: Cấu trúc bề mặt ổ (μm)
S_o	: Số Sommerfeld (-)
ε	: Độ lệch tâm tương đối của ngỗng trục (-)
η	: Độ nhớt động lực của chất bôi trơn ở nhiệt độ trung bình (Pa.S)
ψ	: Khe hở/ độ hở tương đối (mm)
ω	: Vận tốc góc hiệu dụng thủy động của ngỗng trục của ổ (S^{-1})

11.17 CÂN BẰNG NHIỆT CỦA Ổ

Nhiệt năng sinh ra ở ổ là do tổn thất do ma sát. Nhiệt năng cân bằng với nhiệt dẫn từ ổ. Nhiệt được truyền từ ổ bằng cách từ bề mặt thân ổ và trực sang môi trường xung quanh. Sự truyền nhiệt được thực hiện bằng cách dẫn và toả, và đầu tiên là qua chất bôi trơn đang chảy.

Một phần lớn nhiệt sinh ra (ước tính hơn 75%) được dẫn từ ổ bằng chất bôi trơn. Dĩ nhiên là chất bôi trơn được làm nóng lên từ một nhiệt độ đầu vào cho đến nhiệt độ đầu ra của ổ trong quá trình chảy qua ổ. Nhiệm vụ tính toán sự cân bằng nhiệt của ổ là tìm ra một nhiệt độ trung bình của chất bôi trơn được chọn có nhiệt năng do ma sát gây nên với nhiệt dẫn từ ổ ở trong trạng thái cân bằng.

Nhiệt lượng được dẫn từ ổ qua chất bôi trơn phụ thuộc vào mật độ chất bôi trơn và độ nhớt của nó. Do mật độ và độ nhớt của chất bôi trơn đều thay đổi cùng với sự thay đổi nhiệt độ, cho nên cần thiết phải dùng phương pháp phép tính gần đúng, để tìm ra nhiệt độ chất bôi trơn ở đầu ra.

Nhiệt độ chất bôi trơn đầu ra mong muốn do người sử dụng đưa ra, được sử dụng như là một cơ sở cho phương pháp tính toán lặp. Phép tính lặp được kết thúc khi sự chênh lệch giữa nhiệt độ thiết kế và nhiệt độ tính toán là dưới 2°C. Không thể chênh lệch lớn hơn vì nó sẽ dẫn đến sự thay đổi lớn về tính nhớt của dầu bôi trơn và khả năng tải của lớp dầu.

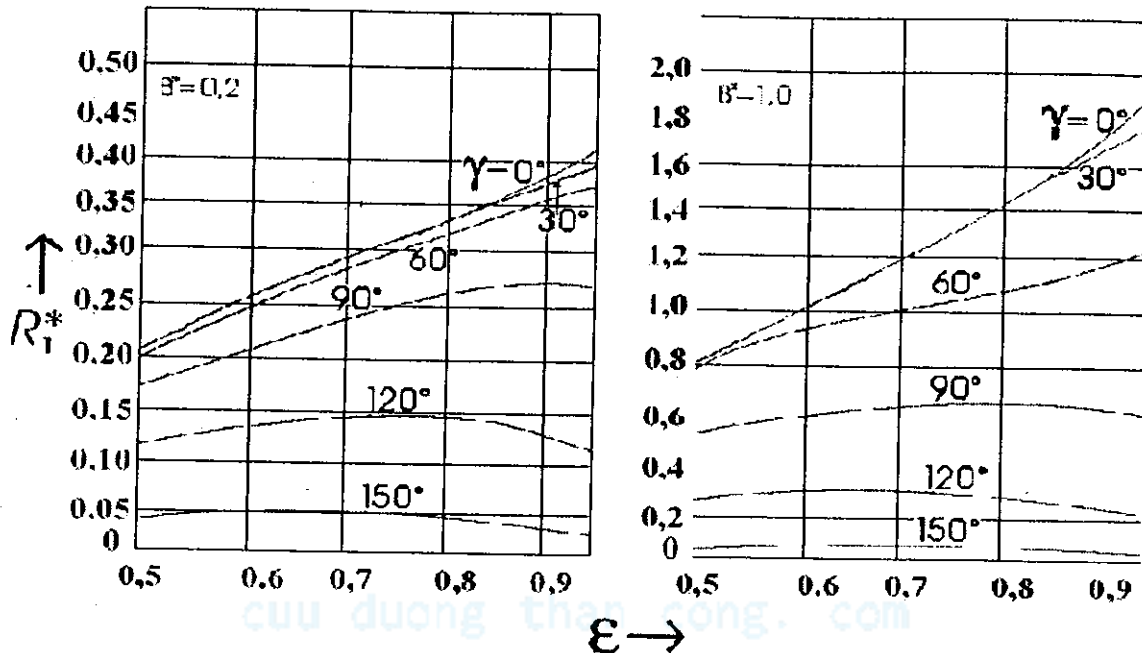
Tất cả các phương trình tính toán mà được dùng cho sự cân bằng nhiệt của ổ được trình bày trong bài sau đây.

11.17.1 Sự chảy ngoài theo cạnh do áp suất thủy động

Nếu ổ không kín ở mép, dầu sẽ rò ra ngoài qua khe bôi trơn của cạnh do áp suất thủy động. Thể tích rò dầu là:

$$V_Z = 0.125R^*_1 \varepsilon d^3 \psi \omega 10^{-3} \quad (\text{cm}^3 \cdot \text{s}^{-1})$$

Trong đó số đặc trưng chảy ngoài R^*_1 được xác định từ sơ đồ tương ứng cho độ rộng tương đối của ổ, độ lệch tâm tương đối của ngõng trục và góc vào của chất bôi trơn.



11.17.2 Sự chảy ngoài của dầu do áp suất cửa vào

Nếu dầu được cung cấp tới ổ có áp suất dầu vào sự chảy ngoài sẽ tăng bởi giá trị tương ứng. Thể tích dầu thoát ra do áp suất dầu vào sẽ được tính ở các ổ được bôi trơn bằng rãnh toả tròn, với phương trình sau đây:

$$V_p = \frac{d^3 \cdot \psi^3 \cdot p_0 \cdot \pi \cdot (1 + 1.5\varepsilon^2) \cdot 10^3}{24 \cdot \eta \cdot \left(\frac{L_r}{d} \right)} \quad (\text{cm}^3 \cdot \text{s}^{-1})$$

Ở các ổ được bôi trơn qua lỗ bôi trơn hoặc rãnh bôi trơn hướng trục

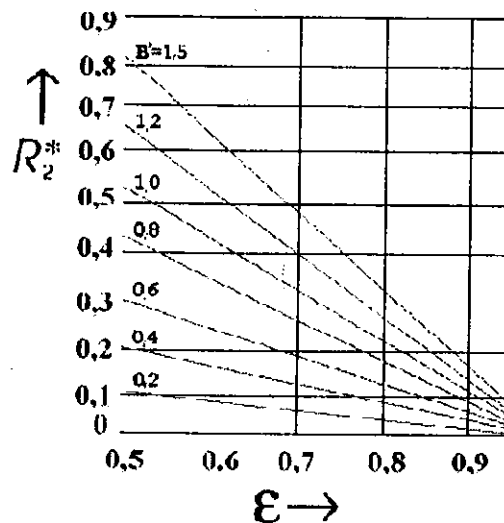
$$V_p = \frac{d^3 \cdot \psi^3 \cdot p_0 \cdot \pi \cdot (1 + \varepsilon^2) \cdot 10^3}{48 \cdot \eta \cdot \ln \left(\frac{L_r}{b_k} \right)} \quad (\text{cm}^3 \cdot \text{s}^{-1})$$

11.17.3 Lượng dầu lưu thông

Một phần dầu mà đã nằm trong lớp chân không trở lại tăng áp suất và giữ trạng thái tuần hoàn. Lượng dầu của nó:

$$V_U = 0.125R^*_2 \varepsilon d^3 \psi \omega 10^{-3} \quad (\text{cm}^3 \cdot \text{s}^{-1})$$

Phụ thuộc vào số tuần hoàn lại đặc trưng R^*_2 mà được tìm trong sơ đồ theo độ rộng tương đối của ổ và độ lệch tâm tương đối của ngõng trục.



11.17.4 Tổng lượng chất bôi trơn cấp vào ổ

Tổng lượng chất bôi trơn được xác định theo chế độ sau đây:

- Cấp chất bôi trơn không có áp suất và có tuần hoàn khép kín. Chỉ có sự tổn thất do sự chảy ngoài ở mép được tính:

$$V = V_z \quad (\text{cm}^3 \cdot \text{s}^{-1})$$

- Cấp chất bôi trơn không có áp suất và không có tuần hoàn khép kín. Dầu qua lớp bôi trơn được xoá đi do sự làm nguội

$$V = V_z + V_u \quad (\text{cm}^3 \cdot \text{s}^{-1})$$

- Áp suất cổng vào của dầu có áp suất với tuần hoàn khép kín

$$V = V_z + V_p \quad (\text{cm}^3 \cdot \text{s}^{-1})$$

- Cổng vào của dầu có áp suất với chế độ xoá dầu bị làm nóng lên

$$V = V_z + V_p + V_u \quad (\text{cm}^3 \cdot \text{s}^{-1})$$

11.17.5 Lắp đầy phần chân không của rãnh

Lớp dầu mỏng mà luôn nằm trong phần áp suất của lớp bôi trơn bắt đầu phân huỷ và đồng thời rãnh ổ bắt đầu đầy không khí thoát ra từ dầu và rút từ cạnh ổ và cũng đẩy hơi nước của dầu. Lớp dầu mỏng bốc hơi càng nhiều ở phần chân không, sự tổn thất do ma sát lại càng giảm nhiều. Giảm nhẹ và di dời phần lót ổ không chịu tải sẽ góp phần vào việc phân huỷ của lớp dầu mỏng. Ngược lại, việc lắp đầy rãnh bôi trơn toàn phần sẽ xảy ra khi hai điều kiện sau là đúng:

$$p_0 > 0.4 \quad (\text{MPa})$$

$$\frac{p_0 \cdot \Delta d^2 \cdot 10^3}{1.5 \cdot b_k \cdot \eta \cdot V_H} > 0.07$$

Tổn thất do ma sát là cao nhất trong những điều kiện này.

11.17.6 Hệ số ma sát

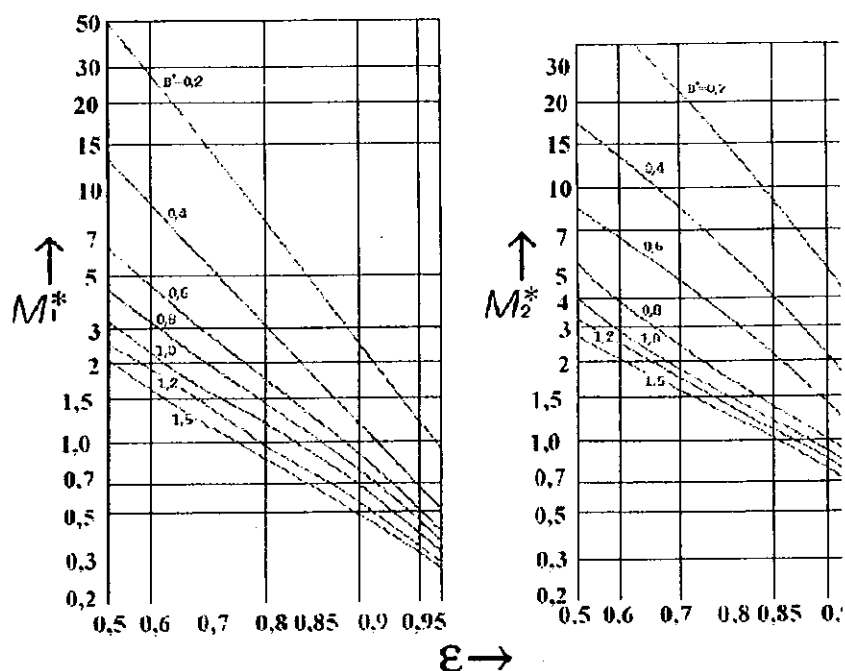
Cho lắp đầy từng phần của rãnh bôi trơn

$$\mu = \psi M^*_1$$

Cho lắp đầy hoàn toàn của rãnh bôi trơn

$$\mu = \psi M^*_2$$

Trong đó số ma sát M^*_1, M^*_2 được xác định từ sơ đồ đối với độ rộng tương đối của ngỗng trục



Sự tổn thất năng lượng ở ổ do ma sát

$$P = \frac{F \cdot d \cdot \omega \cdot \mu}{2 \cdot 10^3} \quad (W)$$

Nhiệt năng do ma sát được dẫn ra môi trường xung quanh là:

$$P_U = 3.5 \pi d L \alpha_w (T_V - T_U) 10^{-6} \quad (W)$$

Trong đó hệ số tỏa nhiệt là:

$$\alpha_w = 12 + 8v_v / 1.2 \quad (W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}) \quad v_v \leq 1.2 \quad (m \cdot s^{-1})$$

$$\alpha_w = 7 + 12 \cdot \sqrt{v_v} \quad (W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}) \quad v_v \leq 1.2 \quad (m \cdot s^{-1})$$

11.17.7 Khả năng nhiệt cụ thể của chất bôi trơn đối với nhiệt độ trung bình của chất bôi trơn ở đầu ra của ổ là:

$$c_T = 4.588 T_V - 5.024 \cdot 10^{-3} \rho_{20}^2 + 7.1156 \rho_{20} - 619.646 \quad (J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1})$$

11.17.8 Mật độ của chất bôi trơn đối với nhiệt độ trung bình của chất bôi trơn ở đầu ra của ổ là:

$$\rho_T = \rho_{20} - 0.65(T - 20) \quad (kg \cdot m^{-3})$$

11.17.9 Sự nóng lên của chất bôi trơn giữa đầu vào và đầu ra là:

$$\Delta T = \frac{\chi \cdot P - P_U}{V \cdot \rho_T \cdot c_T} \cdot 10^6 \quad (^\circ C)$$

Trong đó một hệ số làm nguội bên trong diễn đạt nhiệt tương quan được dẫn từ ổ là:

$$\chi = \frac{R_1^*}{R_1^* + R_2^*} \quad (-)$$

11.17.10 Nhiệt độ tính toán trung bình của chất bôi trơn ở đầu ra của ổ

$$T_v = T_o + \Delta T \quad (^\circ\text{C})$$

Trong đó:

- b_k : Đường kính lỗ bôi trơn hay là chiều dài của rãnh bôi trơn hướng trục (mm)
- d : Đường kính ngõng trục (mm)
- Δd : Khe hở đường kính (mm)
- F : Lực tải (N)
- L : Độ dài ổ (mm)
- L_r : Độ dài làm việc của ổ (mm)
- p_o : Áp suất chất bôi trơn ở cửa vào (Mpa)
- T_u : Nhiệt độ của ổ gần môi trường xung quanh nhất ($^\circ\text{C}$)
- T_v : Nhiệt độ trung bình của chất bôi trơn ở cửa ra của ổ ($^\circ\text{C}$)
- T_o : Nhiệt độ của chất bôi trơn ở cửa vào ($^\circ\text{C}$)
- V_H : Vận tốc vành rài của ngõng trục (m.s^{-1})
- V_v : Vận tốc dòng khí (m.s^{-1})
- α_w : Hệ số toả nhiệt ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)
- ε : Độ lệch tâm tương đối của ngõng trục (-)
- η : Độ nhớt động của chất bôi trơn cho nhiệt độ trung bình của nó ở cửa ra của ổ (Pa.S)
- ρ_{20} : Mật độ chất bôi trơn cho nhiệt độ 20°C (kg.m^{-3})
- χ : Hệ số làm lạnh bên trong (-)
- ψ : Khoảng hở tương đối của đường kính (-)
- ω : Vận tốc góc hiệu dụng thuỷ động của ngõng trục (S^{-1})

11.18 PHÂN LOẠI, ĐẶC TÍNH VÀ CÔNG DỤNG CỦA Ổ TRƯỢT

Ổ trượt là loại ổ làm việc trong môi trường ma sát ướt, ma sát nửa ướt hoặc ma sát khô. Môi trường làm việc ma sát ướt là thuận lợi nhất về mặt chức năng bởi vì tổn thất do ma sát gây ra thấp và ít mài mòn bề mặt trượt nhất. Chất lượng bôi trơn có thể được phát huy bởi sự chuyển động tương đối của bề mặt trượt (bôi trơn thuỷ động và bôi trơn khí động lực học) hoặc là do cửa vào chất bôi trơn từ một nguồn áp suất ngoài (bôi trơn thuỷ tĩnh và bôi trơn khí tĩnh).

Tổn thất do ma sát gây ra trong môi trường ma sát nửa ướt xấp xỉ cao hơn một độ, và trong môi trường ma sát khô là hai độ, so với ma sát ướt. Mài mòn các mặt trượt cũng khác nhau vài độ trong từng môi trường. Có lí do để chọn các thông số làm việc thấp hơn cho các ổ làm việc lâu dài trong môi trường ma sát nửa ướt hoặc là môi trường ma sát khô. Cũng cần tính đến tuổi bền giới hạn.

Ổ thuỷ tĩnh, ổ khí tĩnh và ổ bôi trơn bằng các cách kết hợp làm việc lâu dài trong môi trường ma sát ướt. Ổ thuỷ động và ổ khí động làm việc ban đầu trong môi trường này. Ổ kết hợp các cách bôi trơn thuỷ tĩnh hoặc khí tĩnh trong quá trình khởi động và chuyển động quán tính hoặc là được bôi trơn thuỷ động hoặc khí động trong quá trình vận hành.

Ổ đòi hỏi bôi trơn ít, tức là ổ có bôi trơn trong thời gian ngắn hạn, làm việc trong môi trường ma sát nửa ướt. Ổ thuỷ động và ổ khí động làm việc trong môi trường này ở quá trình khởi động và chuyển động quán tính. Ổ không bôi trơn làm việc trong môi trường ma sát khô.

Dữ liệu phác thảo để chọn lựa và thiết kế ổ trượt được trình bày trong hai bảng sau. Các bảng trình bày về sử dụng loại ổ thích hợp.

Bảng 1

Yêu cầu	Ổ không bôi trơn	Ổ bôi trơn lớn	Ổ thủy động	Ổ thủy tĩnh	Ổ khí động	Ổ khí tĩnh
Khả năng tải trọng	Thấp	Thấp đến trung bình	Trung bình đến cao	Trung bình	Rất thấp	Thấp
Tốc độ trượt	Thấp	Thấp đến trung bình	Trung bình đến cao	Không đến trung bình	Rất cao	Rất cao
Mômen khởi động bé	Thường không nên dùng	Thoả mãn	Thoả mãn	Cực tốt	Thoả mãn	Cực tốt
Mômen quay ma sát nhỏ ở giai đoạn ổn định			Thoả mãn		Cực tốt	
Độ chính xác lắp ghép	Tồi	Tốt		Cực tốt	Tốt	Tốt
Tuổi bền	Bị hạn chế nhưng có thể đoán trước		Vĩnh viễn theo lý thuyết, nhưng bị hạn chế do số lần khởi động và chuyển động khan	Vĩnh viễn theo lý thuyết	Vĩnh viễn theo lý thuyết nhưng bị hạn chế do số lần khởi động và chuyển động khan	Vĩnh viễn theo lý thuyết
Tải trọng hướng trục và hướng tâm kết hợp	Mặt đỡ hướng trục phải được chế tạo sao cho nhận được tải trọng hướng trục					
Hành trình đứng yên	Thiết bị tĩnh tại	Cực tốt	Cực tốt	Cực tốt, tiếng ồn có thể có do bơm	Cực tốt	Cực tốt, tiếng ồn có thể bị loại trừ khi nén
Độ đơn giản sự bôi trơn	Cực tốt		Hệ thống rời có thể dùng với giới hạn nào đó của tốc độ, tải trọng và đường kính	Bơm phụ áp suất cao cần thiết	Cực tốt	Cung cấp nén, không khí khô và sạch cần thiết
Tính sẵn có các chi tiết chuẩn	Tốt đến cực tốt	Cực tốt	Tốt	Không phù hợp		

Chống ô nhiễm	Mài mòn có thể là một nhân tố hạn chế	Thường thoải mái, nhưng cần bật kín trừ khi chất lỏng làm việc được dùng cho chất bôi trơn			Cực tốt	
Số lần khởi động và chạy khan. Thay đổi hướng quay	Cực tốt	Tốt, nói chung tốt	Tốt, nói chung tốt	Cực tốt	Tối	Cực tốt
Chi phí vận hành	Rất thấp		Phụ thuộc vào tính phức tạp của hệ thống bôi trơn	Cần nhắc giá của nguồn chất bôi trơn	Không	Cần nhắc giá của nguồn chất bôi trơn

Bảng 2

Bảng 2

Yêu cầu	Ổ không bôi trơn	Ổ bôi trơn nhất	Ổ thủy động	Ổ thủy tĩnh	Ổ khí động	Ổ khí tĩnh
Nhiệt độ cao	Đạt yêu cầu	Cẩn thận về ôxi hoá: khả năng chống bôi trơn cần thiết	Cẩn thận về ôxi hoá: khả năng chống bôi trơn cần thiết	Cẩn thận về ôxi hoá: khả năng chống bôi trơn cần thiết	Cực tốt	Cực tốt
Nhiệt độ thấp	Phụ thuộc vào vật liệu	Hạn chế có thể có từ chất bôi trơn, chú ý đến sự khởi động mômen xoắn cần thiết	Hạn chế có thể có từ chất bôi trơn, chú ý đến sự khởi động mômen xoắn cần thiết	Hạn chế có thể có từ chất bôi trơn	Cực tốt, cần thiết khi được làm khô lý tưởng	Cực tốt, cần thiết khi được làm khô lý tưởng
Sự chấn động bên ngoài	Đạt yêu cầu tiêu chuẩn, loại trừ khi tải trọng va chạm cực đại vượt quá khả năng tải		Đạt yêu cầu	Cực tốt	Đạt yêu cầu tiêu chuẩn	Cực tốt
Yêu cầu khoảng trống	Kích thước hướng tâm bé		Kích thước hướng tâm bé, nhưng hoàn toàn trống phụ thuộc vào hệ thống bôi trơn		Kích thước hướng tâm bé	Kích thước hướng tâm bé
Bùn và bụi	Đạt yêu cầu tiêu chuẩn, phải có vòng bịt kín	Vòng bịt kín quan trọng để bôi trơn ổ	Đạt yêu cầu tiêu chuẩn, sự bôi trơn có lọc là quan trọng		Vòng bịt kín là quan trọng	Đạt yêu cầu
Chân không	Cực tốt	Bôi trơn hạn chế			Bình thường không được phép sử dụng	Không cho phép sử dụng khi giữ chân không

Môi trường ướt hoặc ẩm ướt	Đạt yêu cầu tiêu chuẩn, vòng bít kín là thuận lợi	Đạt yêu cầu tiêu chuẩn, vòng bít kín là thuận lợi	Đạt yêu cầu	Đạt yêu cầu
Bức xạ	Đạt yêu cầu	Bôi trơn hạn chế		Cực tốt

11.19 VẬT LIỆU CHẾ TẠO Ổ TRƯỢT

11.19.1 Tổng quát

Đối với bất cứ một ổ nào, chất lượng làm việc và tuổi thọ của ổ trượt đều phụ thuộc vào tính chất vật liệu chế tạo ổ và trục (bearing - shaft), và phụ thuộc vào tính chất bôi trơn. Dựa theo điều kiện làm việc, hoặc là ảnh hưởng do vật liệu chế tạo cặp bộ phận trượt (trục và ổ) hoặc là ảnh hưởng do sự bôi trơn phát tán.

Những thông số thiết kế, điều kiện làm việc và yêu cầu kinh tế là cơ sở để lựa chọn vật liệu chế tạo ổ, ngoài tính chất trượt ra, độ lớn và đặc điểm lực tải, phạm vi tốc độ trượt và nhiệt sinh ra, lượng dầu bôi trơn và loại dầu, chất lượng dầu, ảnh hưởng của môi trường xung quanh, tuổi thọ mong muốn và các yếu tố kinh tế, tất cả đều phải cần thiết được lưu ý. Rất cần thiết phải lưu ý xem xét tính trượt, tính chất vật liệu và tính chất vật lý để lựa chọn vật liệu chế tạo ổ.

Nhu cầu về ổ trượt là rất khác nhau, cho nên vật liệu chế tạo ổ không thể đáp ứng được những nhu cầu đó hoàn toàn. Vì vậy, cần phải quyết định cho bất cứ trường hợp cụ thể nào dựa theo thứ tự về các nhu cầu quan trọng nhất. Đối với ổ thủy tĩnh hoặc là ổ làm việc trong môi trường bôi trơn thủy động, để đảm bảo độ bền, cần chú ý trước hết đến việc thiết kế ổ và sự lựa chọn chất bôi trơn. Đối với ổ vận hành trong môi trường bôi trơn hạn chế và ổ trượt không dùng chất bôi trơn, thì tính trượt của vật liệu phải được tính toán xem xét. Tính trượt là tiêu chuẩn quyết định với môi trường làm việc nhiều ma sát.

Tiêu chuẩn cho vật liệu chế tạo ổ:

- + Khả năng chống dính
- + Khả năng thích nghi và hấp thụ của các hạt cứng
- + Sức bền mỏi
- + Khả năng chống ăn mòn
- + Khả năng chống mài mòn
- + Các giá trị của hệ số ma sát.

Vật liệu chế tạo ổ	Chống dính khi dùng trục thép	Khả năng thích nghi và khả năng hấp thụ của các hạt cứng	Chống ăn mòn khi tiếp xúc với dầu	Sức bền mỏi
Sn – Composites	Rất tốt	Rất tốt	Rất tốt	Rất kém
Pb – Composites	Rất tốt	Rất tốt	Trung bình	Rất kém
Hợp kim Cu - Sn	Rất kém	Rất kém	Tốt	Rất tốt
Hợp kim Cu – Sn - Pb	Trung bình	Kém	Kém	Tốt
Hợp kim Al – Sn	Tốt	Tốt	Rất kém	Trung bình
Hợp kim Cu - Pb	Kém	Trung bình	Rất tốt	Rất tốt
Gang xám	Rất kém	Rất kém	Trung bình	Rất tốt
Nhựa tổng hợp	Rất tốt	Rất tốt	Rất tốt	-
Graphit	Rất tốt	Trung bình	Rất tốt	-

Vật liệu	Độ cứng trung bình HB tại nhiệt độ		Sức căng (MPa)	Môđun đàn hồi (MPa)	Nhiệt độ hoạt động cho phép tối đa (°C)
	20°C	100°C			
Sn – Composites	26	9	80	48 000	110
Pb – Composites	22	8	77	30 000	100
Hợp kim Cu - Sn	80	60	250	110 000	250
Hợp kim Cu - Pb	30	25	6	85 000	160
Hợp kim Cu – Sn - Pb	60	50	300	98 000	220
Hợp kim Al – Cu	60	40	400	70 000	120
Hợp kim Al – Sn	35	30	150	65 000	120
Thép	160	150	550	210 000	250
Gang	200	190	250	150 000	250

Độ cứng vật liệu chế tạo ổ càng cao thì khả năng chịu tải và khả năng chống mài mòn càng lớn.

11.19.2 Hợp kim nhôm

Tính chất trượt tốt của hợp kim nhôm trong môi trường ma sát cực đại, giới hạn mỏi cao, tính dẫn nhiệt tốt, dễ gia công và giá thành thấp là các mặt thuận lợi cho việc sử dụng rộng rãi thậm chí trong chế độ vận hành rất khắc nghiệt (khí tải trọng tĩnh và động lớn ở tốc độ trượt bé và lớn).

Nhiệt độ vận hành được giới hạn bởi nhiệt độ cho phép không đổi lớn nhất của chất bôi trơn được dùng. Với hoạt động ở nhiệt độ cao hơn, xem xét tính giãn nở vì nhiệt của hợp kim khi tính toán khe hở hướng kính.

Tải trọng tối đa nằm trong phạm vi từ 45 đến 50 MPa đối với vận tốc vành rìa là 1 m/s. Tải trọng tối đa 6 MPa được dùng cho tốc độ 10 m/s. Độ nhám bề mặt cho lót ổ và bề mặt trượt của trục có ảnh hưởng nhiều đến khả năng tải trọng và tuổi bền của các ổ trượt làm bằng hợp kim nhôm. Với lý do đó, độ nhám bề mặt của lót ổ nên là 0.4 microms và tổng độ nhám bề mặt của lót ổ và ngỗng trục 0.6 microms là tối đa.

Bạn nên dùng tốc độ cắt cao và các dụng cụ cắt có cacbit siêu kết khi gia công hợp kim nhôm. Các dụng cụ làm bằng kim cương được đòi hỏi để tiện. Do có kết cấu mịn hơn, hợp kim rèn mang lại bề mặt trơn (mịn) hơn so với hợp kim đúc, và có hệ số ma sát thấp hơn trong môi trường bôi trơn hạn chế.

Chúng ta phải sử dụng trục tối cứng với độ cứng tối thiểu 250 HB. Do hệ số hấp thụ hạt cứng với hợp kim nhôm thấp nên độ sạch của chất bôi trơn cần ở mức cao nhất.

11.19.3 Hợp kim đồng

Đồng thanh thiếc không chỉ có khả năng chống mòn cao mà còn có độ bền và giới hạn mỏi cao. Với lý do đó, người ta xem đây là vật liệu tốt dùng cho việc chế tạo ổ trượt chịu tải nặng, và có thể chịu tải động. Nếu thêm chì vào sẽ giảm độ cứng của đồng thanh thiếc xuống tới 50 HB, nhưng lại tăng tính thích nghi, khả năng hấp thụ của các hạt cứng và tăng khả năng chống dính mà không giảm bền.

Thêm nhôm vào thì độ cứng của đồng thanh sẽ đạt giá trị cao, từ 140 đến 160 HB, và cũng tăng độ bền, kiểu vật liệu này dùng tốt cho những lót ổ chịu tải lớn nhất ở tốc độ trượt thấp.

Pha kẽm vào sẽ làm đồng thanh đỏ và có độ cứng thấp, khoảng 60 MB nhưng lại có khả năng chống dính rất tốt.

Đối với đồng hợp kim, giới hạn trên của thang nhiệt độ làm việc cho phép thường do nhiệt độ cao nhất của chất liệu bôi trơn quy định. Với đồng thanh thiếc pha nhiều chì nhiệt độ không được vượt quá 150°C.

Khả năng chịu tải lớn nhất là từ 28 đến 35 MPa đối với vận tốc vành rìa là từ 1 đến 2 m/s. Với vận tốc 10 m/s, khả năng chịu tải tối đa lên tới 3 MPa. Với đồng thanh có pha chì và kẽm khả năng chịu tải tối đa lên tới 42 MPa. Đồng đồng thanh thiếc là không có lợi về mặt kinh tế.

11.19.4 Hợp phần thiếc và hợp phần chì

Được dùng cho tráng bạc và vỏ bằng thép hoặc thép đúc. Ưu điểm của các hợp phần kim loại này là khả năng chống dính cực tốt, khả năng thích nghi tốt và khả năng hấp thụ các hạt bên ngoài. Hợp phần thiếc có khả năng chống mòn cao hơn. Khả năng chống mòn thấp hơn của hợp phần chì đòi hỏi phải dùng dầu chứa chất ức chế ăn mòn. Hợp phần chì có trị số độ cứng khi ở nhiệt độ cao khá thấp hơn so với hợp phần thiếc. Nhiệt độ làm việc của chúng không được vượt quá 100°C. Chúng cũng có khuynh hướng làm hỏng mặt đối thấp hơn, nhưng chúng dễ mạ các bề mặt.

Không đủ hợp phần làm giảm nhiều thuộc tính chức năng khi nhiệt độ tăng dần. Không đủ các thành phần khác, sức bền thấp và giới hạn bền mỏi thấp, có thể được bù từng phần bằng cách chọn độ dày lớp lót bé nhất. Kết cấu bề mặt nên dùng cho ống lót (bạc) là 0.4 và cho trục là 0.2 microm. Trị số độ cứng của hợp phần thấp cho phép dùng trục làm từ thép mềm. Khả năng tải trọng lớn nhất nằm trong khoảng 40 đến 50 MPa với vận tốc vành rìa từ 1 đến 2 m/s. Tải trọng lớn nhất lên tới 5 MPa được chỉ ra đối với tốc độ (vận tốc) 10 m/s.

Lớp lót thành mỏng (ít hơn 0.3 mm) có tuổi bền lớn hơn và đó là lý do tại sao chúng được dùng, đặc biệt là trong công nghiệp ô tô. Lớp lót thành dày được dùng cho các ổ nặng, ví dụ như toa xe lửa.

11.19.5 Thép thiêu kết, đồng thanh thiếc thiêu kết

Thép thiêu kết và đồng thanh thiếc thiêu kết được làm từ kim loại bột. Các lỗ tiếp nối được bơm dầu hoặc loại chất bôi trơn khác. Nhờ tính giãn nở vì nhiệt của ống lót ổ và của dầu khác nhau, nhờ các lực bề mặt, dầu đi vào mặt trượt trong suốt quá trình vận hành. Nhiệt độ làm việc thông thường là 35°C, không bao giờ được vượt quá 70°C. Ống lót thấm dầu được dùng cho các ổ trong máy ghi băng, máy hát, máy phát, máy trộn dùng cho nội trợ, motor phát nhiệt và con chạy, máy nông nghiệp ... Trục có cấu trúc bề mặt không vượt quá 0.2 microns và nên được tôi cứng tới độ cứng tối thiểu 50 HRC.

11.19.6 Gang xám

Đặc tính của gang xám khác với các đặc tính của vật liệu khác chế tạo ổ. Đây là lý do tại sao nên xem xét các điều kiện sau khi sử dụng chúng:

- + Tổng các cấu trúc (kết cấu) bề mặt của cặp trượt nên tới 0.6 microns
 - + Chiều dài ổ không nên lớn hơn đường kính trong của nó
 - + Chạy êm không có tải trọng va đập, đối với phạm vi tốc độ trượt từ 0.5 đến 5 m/s
 - + Đảm bảo bôi trơn không bị gián đoạn và lọc chất bôi trơn ống lót làm bằng quang xám có ảnh hưởng đáng kể đối với tải trọng gờ, vốn được tính bởi độ cứng HB từ 190 đến 240.
- Khi sử dụng vật liệu này, thép tôi cứng với độ cứng cao hơn gang xám được dùng để chế tạo trục của ổ. Tải trọng lớn nhất đối với hệ thống bôi trơn tuần hoàn áp suất được đưa ra giá trị 8 MPa cho tốc độ vành rìa 1m/s. Tải trọng đối đa 1.5 MPa cho tốc độ 5 m/s.

11.19.7 Các vật liệu phi kim khác

11.19.7.1 Cao su

Cao su chứng tỏ ưu việt cho các ổ làm việc trong nước bị ô nhiễm nặng hoặc các dung dịch ăn mòn. Lớp lót phải có khe và nó phải luôn được đẩy dầu, nếu không ổ sẽ dễ vỡ. Tải trọng xác định lớn nhất là 0.35 MPa với vận tốc trượt 0.5 m/s, tốc độ trượt lớn nhất là 5 m/s và nhiệt độ lớn nhất là 65°C. Ổ cho bơm, tua bin thủy lực, trục tàu thủy và một vài thiết bị hoá học được đặt bằng cách lưu hoá cao su vào bạc thép.

11.19.7.2 Vật liệu các bon, graphit

Vật liệu các bon và graphit có sức bền chống va đập bé, tính giãn nở vì nhiệt bé, tính dẫn nhiệt cao. Vật liệu các bon thích hợp cho ổ làm việc không có chất bôi trơn với độ ẩm môi trường nhất định, cho môi trường nước và ở nhiệt độ thấp và cao. Chúng có hệ số ma sát từ 0.15 đến 0.25 mà không cần bôi trơn, với bôi trơn giới hạn hệ số từ 0.05 đến 0.1. Nhiệt độ hoạt động từ -200 đến +500°C.

Vật liệu trục có thể là gang xám, thép tôi cứng crom hoặc nito, thủy tinh ... Hợp kim nhôm không thích hợp. Tổng kết cấu bề mặt của cặp trượt không nên vượt quá 0.6 microns. Trục vận hành không bôi trơn được dùng cho bộ trượt trong công nghiệp hoá học, thực phẩm và nguyên tử.

11.19.7.3 Chất dẻo

Chất dẻo hệ số ma sát tương đối thấp kể cả khi bôi trơn không đủ, mô đun đàn hồi thấp, tỷ trọng thấp và dễ gia công. Tính dẫn nhiệt kém, tính trương phồng là một bất lợi. Hầu hết các chất dẻo chỉ có thể làm việc ở nhiệt độ tương đối thấp.

11.19.7.4 Sợi tôi cứng

Sợi tôi cứng được làm bằng cách quay hoặc ép sợi được tẩm nhựa phenol có thể tôi cứng. Lớp nhựa dính ở phần trên cùng có tính trượt kém, cho nên nó luôn được bỏ đi. Trước khi gia công lần cuối ống lót phải được đưa vào bể dầu để ổn định kích thước. Độ bền nén cao cho phép chúng ta sử dụng sợi tôi cứng cho các ổ chịu ứng suất khi không có nhiệt độ làm việc cao. Ống lót hoặc các phần phải tiếp xúc nhau dọc theo toàn bộ mặt ổ để đảm bảo không bị cong khi tải trọng nặng. Thành dày nên ở mức có thể ít nhất.

Do tính dẫn nhiệt thấp và độ giãn nở vì nhiệt lớn, các ống lót thành mỏng được dán vào các ống lót đỡ bằng thép. Ống lót thành dày được ép vào bên trong thân ổ hoặc moay ơ.

Bề mặt làm việc của trục cần được gia công mịn tới tối thiểu 0.2 microns. Bề mặt trục phải được tôi cứng tới HRC = 50 đến 55. Đối với bôi trơn tuần hoàn áp suất, khả năng tải trọng lớn nhất có thể lên tới 16 MPa với vận tốc vành rìa 1 m/s với sợi tôi cứng kéo và ép. Tải trọng lớn nhất là 7 MPa được áp dụng đối với sợi tôi cứng ép và ép phiến. Sợi tôi cứng được dùng cho ống lót máy đào, thân vỏ giá đỡ máy cán, ổ motor điện của máy kéo.

11.19.7.5 Polyamit

Polyamit được làm theo nhiều cách. Do tính dẫn nhiệt thấp người ta chế tạo ống lót mỏng nhất với polyamit thủy phân hoặc kiềm. Chúng có kích thước, chiều dày khoảng 1.5 đến 2 mm dùng cho chiều dài ngỗng trục tới 30 mm. Trước khi gia công đoạn cuối, các ống lót được tôi trong bể dầu 24 tiếng, và độ co xuất hiện khoảng từ 0.5 đến 1 %.

Polyamit có khả năng chống mòn tốt, thậm chí cả khi không bôi trơn nhưng khả năng tải trọng kém và tốc độ trượt ở mức tối đa 1 m/s. Khả năng tải trọng tối đa đối với polyamit thủy phân có thể lên tới 8 MPa với vận tốc vành rìa 1 m/s; với polyamit kiềm, khả năng tải tối đa là 5 MPa.

11.19.8 Các nguyên tắc chủ đạo đối với đề án thiết kế ổ trượt

Khi thiết kế ổ trượt phải theo các hướng dẫn sau đây:

Nên dùng ống lót và lớp lót theo catalô của nhà sản xuất ổ trượt. Hiện nay ổ ba kim loại thành mỏng thường được dùng thay cho ổ đơn kim. Loại ổ này có các đặc điểm sau:

Bệ ổ làm bằng thép cứng

Kim loại chịu tải chế tạo ổ cơ bản là đồng thanh chì hoặc hợp kim nhôm

Lớp lót làm từ hợp kim mềm với đặc tính trượt và khả năng chống dính tốt.

Lớp vật liệu chế tạo lớp trượt của ổ phải mỏng nhưng chịu được sự phá huỷ mới có thể xảy ra, có lẽ đến 0.3mm. Cho nên, nên dùng lót ổ làm bằng thép chịu tải và được thiêu kết luyện, còn chỉ tiết được cố định bằng mộng đuôi én dùng kim loại khác.

Cửa vào dầu và rãnh bôi trơn đối với ổ thủy động phải được đặt sao cho chúng không ảnh hưởng đến vùng áp suất. Hơn nữa, một cửa vào dầu thông thường phải có những chỗ tiếp nối sang bề mặt trượt trơn phù hợp.

Ổ phải được thiết kế chịu tải trọng cân xứng. Trục và ngỗng trục phải được tính toán kích thước sao cho không xảy ra tải trọng lên gờ của ổ do chuyển động.

Trong quá trình vận hành không được vượt quá những thông số làm việc đã được thiết kế và cần phải đảm bảo độ sạch của dầu bôi trơn bằng phương pháp lọc phù hợp. Những bộ lọc dầu tinh được dùng trong các nhà máy chất lượng cao. Những bộ lọc này chỉ cho các hạt cứng (tức là sự nhiễm bẩn) có 2 micron lọt qua. Giới hạn của cỡ lớn nhất của hạt cứng là 15 micron.

cuu duong than cong. com

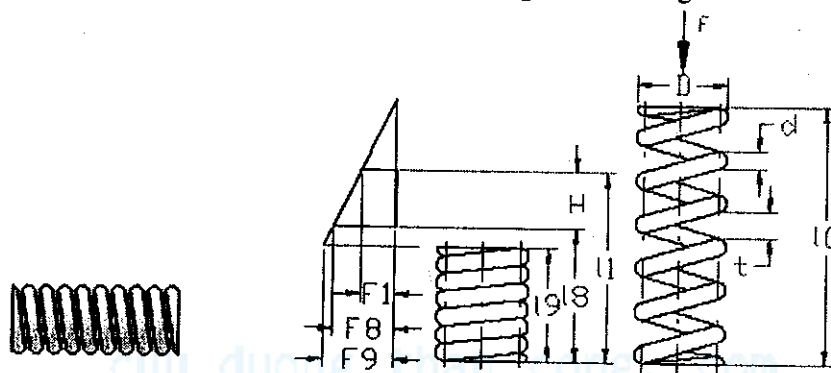
cuu duong than cong. com

CHƯƠNG 12

LÒ XO

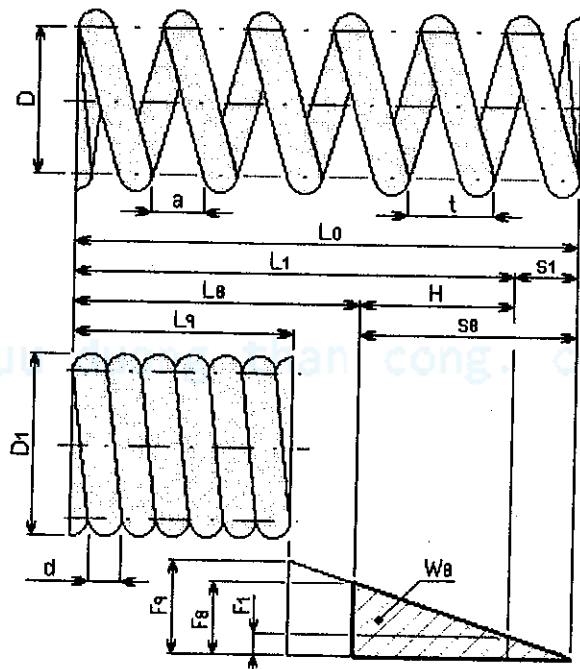
12.1 TÍNH TOÁN Lò XO NÉN

Cho phép chúng ta chọn lựa hoặc tính toán các lò xo nén hình trụ chuẩn. Tính toán bao gồm các đặc tính sau đây: Trị số ứng suất cực đại, ứng suất cắt ở trạng thái chịu tải toàn phần, (với lò xo chịu ứng suất dao động), kiểm tra độ an toàn chịu tải dọc trục, tần số tự kích thích của lò xo, vận tốc tối hạn, (chẳng hạn như do va đập ren theo quán tính), độ dài thử giới hạn của lò xo nén, và kiểm tra ứng suất trong quá trình tiếp xúc giữa các vòng.



12.1.1 Các khái niệm cơ bản

Lò xo nén là một lò xo xoắn có khoảng cách cố định giữa các vòng dây làm việc, có khả năng chịu tải ngoại lực tác động theo hướng trục của nó.



Thông số kích thước:

- d : Đường kính dây (mm, in)
- D : Đường kính trung bình của lò xo (mm, in)
- D_1 : Đường kính ngoài của lò xo (mm, in)
- D_2 : Đường kính trong của lò xo (mm, in)
- H : Độ biến dạng (mm, in)
- t : Bước vòng khi không chịu tải (mm, in)
- a : Khoảng cách giữa các vòng khi không chịu tải (mm, in)
- s_x : Độ biến dạng của lò xo (mm, in)
- L_x : Chiều dài lò xo (mm, in)
- F_x : Lực làm việc do lò xo gây ra (N, Lb)
- W_x : Công biến dạng (J, ftLb)
- χ : Chỉ số tương ứng với trạng thái làm việc của lò xo

Tạo chuỗi xoắn

1. Phải (thường xuyên)
2. Trái (Phải khai báo bằng chữ)

Trạng thái

1. Không chịu tải
2. Chịu tải ban đầu: tải trọng nhỏ nhất gây ra đối với lò xo (chỉ số 1)
3. Chịu tải toàn phần: Tải trọng lớn nhất gây ra đối với lò xo (chỉ số 8)
4. Giới hạn: lò xo bị nén tới tiếp xúc vòng (chỉ số 9)

12.1.2 Tính toán lò xo nén theo đơn vị hệ Mét

Các công thức cơ bản

Hệ số sử dụng của vật liệu, hệ số an toàn trong giới hạn mỗi.

Đường kính ngoài của lò xo

$$D_1 = D + d \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

- D : Đường kính trung bình của lò xo (mm)
- d : Đường kính dây (mm)

Đường kính trong của lò xo

$$D_2 = D - d \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

- D : Đường kính trung bình của lò xo (mm)
- d : Đường kính dây (mm)

Độ biến dạng làm việc

$$H = L_x - L_1 = S_8 - S_1 \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

- L_x : Chiều dài của lò xo chịu tải toàn phần (mm)
- L_1 : Chiều dài của lò xo chịu tải ban đầu (mm)
- S_8 : Độ biến dạng của lò xo chịu tải toàn phần (mm)
- S_1 : Độ biến dạng của lò xo chịu tải ban đầu (mm)

Chỉ số của lò xo

$$C = D/d \quad (-)$$

Trong đó:

- D : Đường kính trung bình của lò xo (mm)
d : Đường kính dây (mm)

Hệ số hiệu chỉnh Wahl

$$K_w = \frac{4 \cdot C - 1}{4 \cdot C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (-)$$

Trong đó:

- C : Chỉ số lò xo

Tổng lực tác dụng lên lò xo

$$F = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau}{8 \cdot D \cdot K_w} = \frac{G \cdot S \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} + F_0 \quad (N)$$

Trong đó:

- d : Đường kính dây (mm)
 τ : Ứng suất xoắn của vật liệu lò xo chịu tải toàn phần (MPa)
D : Đường kính trung bình của lò xo (mm)
 K_w : Hệ số hiệu chỉnh Wahl
G : Mô đun đàn hồi trượt của vật liệu lò xo (MPa)
S : Độ biến dạng nối chung của lò xo (mm)
n : Số vòng làm việc (mm)
 F_0 : Lực nén ban đầu của lò xo (N)

Hằng số của lò xo

$$K = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} = \frac{F_8 - F_1}{H} \quad (N/mm)$$

Trong đó:

- G : Mô đun đàn hồi trượt của vật liệu lò xo (MPa)
d : Đường kính dây (mm)
D : Đường kính trung bình của lò xo (mm)
n : Số vòng làm việc
 F_8 : Lực làm việc lên lò xo chịu tải toàn phần (MPa)
 F_1 : Lực làm việc lên lò xo chịu tải tối thiểu (MPa)
H : Độ biến dạng làm việc

Đường kính trung bình lò xo

$$D = \sqrt[3]{\frac{G \cdot d^4}{8 \cdot k \cdot n}} \quad (mm)$$

Trong đó:

- G : Mô đun đàn hồi trượt của vật liệu lò xo (MPa)
d : Đường kính dây (mm)
k : Hằng số lò xo (N/mm)
n : Số vòng làm việc

Độ biến dạng tổng thể của lò xo

$$S = \frac{F}{k} \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

- F : Tổng lực tác động lên lò xo (N)
 k : Hằng số lò xo (N/mm)

Chiều dài phần nối lỏng lò xo

$$L_0 = L_1 + S_1 = L_8 + S_8 \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

- L_8 : Chiều dài của lò xo chịu tải toàn phần (mm)
 L_1 : Chiều dài của lò xo chịu tải ban đầu (mm)
 S_8 : Độ biến dạng của lò xo chịu tải toàn phần (mm)
 S_1 : Độ biến dạng của lò xo chịu tải ban đầu (mm)

12.1.3 Tính toán thiết kế lò xo nén

Trong thiết kế lò xo nén, đường kính dây, số vòng và chiều dài chưa chịu tải L_0 của lò xo, vật liệu và kích thước lắp ráp hoặc đường kính lò xo. Đối với lò xo có đường kính dây cho trước, thì bước t của lò xo khi không chịu tải, nên nằm trong giới hạn: $0,3 \cdot D \leq t \leq 0,6 \cdot D$ (mm).

Thiết kế lò xo được dựa vào điều kiện bền $\tau_8 \leq u_s \tau_A$ và các phạm vi của một vài thông số hình học được đề ra.

$$L_8 \geq L_{\min F} \text{ và } D \leq L_0 \leq 10 D \text{ và } L_0 \leq 800 \text{ mm và } 4 \leq D/d \leq 16 \text{ và } 12d \leq t < D.$$

Trong đó:

- D : Đường kính trung bình lò xo (mm)
 t : Bước của lò xo ở trạng thái tự do (mm)
 τ_8 : Ứng suất xoắn của vật liệu lò xo ở trạng thái chịu tải toàn phần (MPa)
 τ_A : Ứng suất xoắn cho phép của vật liệu lò xo (MPa)
 u_s : Hệ số sử dụng vật liệu (-)
 L_8 : Chiều dài của lò xo chịu tải toàn phần (mm)
 $L_{\min F}$: Chiều dài kiểm tra thử giới hạn của lò xo (mm)
 L_0 : Chiều dài của lò xo không chịu tải (mm)
 d : Đường kính dây (mm)
 n : Số vòng làm việc của lò xo

Điều kiện an toàn đối với sự ổn định oằn và điều kiện kiểm tra đối với tải trọng mỗi, về mặt lý thuyết phương pháp thiết kế lò xo phải tuân theo những đặc thù sau:

a- Thiết kế lò xo theo tải trọng danh nghĩa, vật liệu và kích thước lắp ráp lò xo

Trước tiên các giá trị đầu vào cho việc tính toán được kiểm tra và tính toán. Sau đó đường kính dây và số vòng được thiết kế sao cho khi tính toán đường kính và độ dài lò xo trong trạng thái không chịu tải thì các điều kiện bền và điều kiện hình học nêu trên phải được thỏa mãn. Nếu đường kính lò xo được giới hạn trong bản chi tiết kỹ thuật thì thiết kế lò xo cũng phải tuân theo các điều kiện này. Ngoài ra đường kính lò xo được xác định theo điều kiện đường kính dây cho phép lớn nhất và bé nhất.

Trong quá trình thiết kế, chương trình tính toán tất cả các đường kính dây từ bé nhất đến lớn nhất. Các đường kính dây tuân theo điều kiện bền và điều kiện hình học. Nếu tất cả các điều kiện được thỏa mãn, việc thiết kế được hoàn thành với mặt lò xo có đường kính dây bé nhất và số vòng ít nhất.

b. Thiết kế lò xo theo tải trọng, vật liệu và đường kính lò xo

Trước tiên các trị số đầu vào được kiểm tra. Sau đó đường kính dây, số vòng, chiều dài lò xo không chịu tải và các thông số lắp ghép được thiết kế sao cho các điều kiện bền và các điều kiện hình học nêu trên được thoả mãn. Nếu một trong các thông số L_1 hoặc L_2 được nêu trong bản chi tiết kỹ thuật hoặc trị số về độ biến dạng của lò xo khi làm việc được giới hạn thì thiết kế lò xo phải tuân theo điều kiện này. Ngoài ra, giới hạn về các thông số và chiều dài lò xo khi không chịu tải được xác định theo các điều kiện hình học nêu trên đối với đường kính lò xo cụ thể và đường kính dây cho phép lớn nhất và bé nhất. Chương trình ưu tiên thiết kế lò xo đối với đường kính dây được xác định theo công thức sau đây:

$$d = 2 \cdot 3 \sqrt{\frac{F_8 \cdot D \cdot K_w}{\pi \cdot \tau_8}} \quad (\text{mm})$$

$$\text{với } \tau_8 = 0,85 \cdot \tau_A$$

Trong đó:

- F_8 : Lực làm việc lên lò xo chịu tải toàn phần (N)
- D : Đường kính trung bình vòng lò xo (mm)
- K_w : Hệ số hiệu chỉnh Wahl
- τ_8 : Ứng suất xoắn của vật liệu lò xo ở trạng thái chịu tải toàn phần (MPa)
- τ_A : Ứng suất xoắn cho phép của vật liệu lò xo (MPa)

Nếu các thông số lò xo được thiết kế không phù hợp với đường kính dây, chương trình tiếp tục (bắt đầu với đường kính dây bé nhất đến lớn nhất) thiết kế đường kính dây của lò xo tuân theo điều kiện bền và điều kiện hình học. Chương trình kiểm tra về số vòng hợp lý, kiểm tra lò xo được thiết kế có tuân theo các điều kiện đó hay không. Trong trường hợp này thiết kế kết thúc với các trị số được chọn không xét đến các đường kính dây phù hợp khác của lò xo. Ở đây chương trình thiết kế một lò xo với đường kính dây bé nhất và số vòng ít nhất.

c. Thiết kế lò xo chịu lực làm việc lớn nhất, theo vật liệu xác định, theo các thông số và đường kính lò xo

Trước hết kiểm tra các trị số đầu vào

Tiếp theo, đường kính dây, số vòng, chiều dài khi chưa chịu tải của lò xo và lực làm việc tối thiểu F_1 được thiết kế sao cho các điều kiện về sức bền, về hình học nêu trên được thoả mãn.

Chương trình ưu tiên thiết kế lò xo đối với đường kính dây theo công thức sau:

$$d = 2 \cdot 3 \sqrt{\frac{F_8 \cdot D \cdot K_w}{\pi \cdot \tau_8}} \quad (\text{mm})$$

$$\text{với } \tau_8 = 0,85 \cdot \tau_A$$

Nếu các thông số lò xo được thiết kế đối với đường kính dây không phù hợp. Chương trình sẽ tiếp tục tất cả các đường kính dây tuân theo điều kiện bền và điều kiện hình học, từ đường kính dây bé nhất đến lớn nhất. Chương trình kiểm tra độ hợp lý của số vòng, kiểm tra xem lò xo được thiết kế có tuân thủ các điều kiện đòi hỏi hay không. Trong trường hợp này, thiết kế được hoàn thành với các trị số được chọn không xét đến các đường kính hợp lý khác. Ở đây chương trình thiết kế một lò xo với đường kính dây bé nhất và số vòng ít nhất.

12.1.4 Tính toán kiểm tra lò xo

Các trị số phù hợp của các thông số và độ biến dạng khi chịu tải nhất định, vật liệu và các thông số lò xo được tính toán trong phần tính toán kiểm tra. Trước tiên dữ liệu đầu vào được kiểm tra. Sau đó các thông số được tính toán theo công thức sau đây:

Độ dài của lò xo chịu tải ban đầu

$$L_1 = L_0 - \frac{8 \cdot F_1 \cdot n \cdot D^3}{G \cdot d^4} \quad (\text{mm})$$

Độ dài của lò xo chịu tải toàn phần

$$L_8 = L_0 - \frac{8 \cdot F_8 \cdot n \cdot D^3}{G \cdot d^4} \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

- L_0 : Chiều dài lò xo khi chưa chịu tải (mm)
- F_1 : Lực làm việc lên lò xo chịu tải tối thiểu (N)
- n : Số vòng làm việc của lò xo
- D : Đường kính trung bình vòng lò xo (mm)
- G : Môđun đàn hồi trượt của vật liệu lò xo (MPa)
- d : Đường kính dây lò xo (mm)
- F_8 : Lực làm việc lên lò xo chịu tải toàn phần (MPa)

Độ biến dạng khi làm việc

$$H = L_1 - L_8 \quad (\text{mm})$$

12.1.5 Tính toán các lực làm việc

Các lực được sinh ra do lò xo ở trạng thái làm việc được tính toán đối với vật liệu, thông số lắp ghép và thông số lò xo. Trước hết dữ liệu đầu vào được kiểm tra, tiếp đến các lực làm việc được tính với công thức sau:

Lực làm việc nhỏ nhất

$$F_1 = \frac{(L_0 - L_1) \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} \quad (\text{N})$$

Lực làm việc lớn nhất

$$F_8 = \frac{(L_0 - L_8) \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} \quad (\text{N})$$

12.1.6 Tính toán các thông số đầu ra của lò xo

Phần này chung cho tất cả cách tính toán lò xo và các công thức được trình bày cũng theo thứ tự trong chương trình.

Hằng số lò xo

$$K = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} \quad (\text{N/mm})$$

Chiều dài giới hạn lý thuyết của lò xo

$$L_9 = (n + n_Z + 1 - z_0) \cdot d \quad (\text{mm})$$

Chiều dài kiểm tra (thử) giới hạn của lò xo

$$L_{\min F} = L_{9\max} + S_{a\min} \quad (\text{mm})$$

Trong đó chiều dài giới hạn trên của lò xo ở giới hạn ban đầu $L_{9\max}$

Khi không có phần cuối

$$L_{9\max} = 1,03L_9 \quad (\text{mm})$$

Với phần cuối và $(n + n_Z) \leq 10,5$

$$L_{9\max} = (n + n_Z) \cdot d \quad (\text{mm})$$

Với phần cuối và $(n + n_Z) > 10,5$

$$L_{9\max} = 1,05L_9 \quad (\text{mm})$$

Tổng các khoảng cách hợp lý bé nhất giữa các vòng lò xo làm việc ở trạng thái chịu tải toàn phần.

$$S_{a\min} = \frac{d \cdot C \cdot n}{50} \quad (\text{mm})$$

Khi đường kính lò xo $d < 1\text{mm}$ thì chọn giá trị $d = 1$ và chỉ số giá trị lò xo $C < 5$ thì chọn $C = 5$.

Biến dạng lò xo trong trạng thái giới hạn

$$S_9 = L_0 - L_9 \quad (\text{mm})$$

Lực giới hạn lò xo

$$F_9 = k \cdot S_9 \quad (\text{N})$$

Khoảng cách giữa các vòng lò xo

$$a = \frac{S_9}{n} \quad (\text{mm})$$

Bước lò xo làm việc

$$t = a + d \quad (\text{mm})$$

Độ biến dạng lò xo chịu tải ban đầu

$$S_1 = L_0 - L_1 \quad (\text{mm})$$

Độ biến dạng toàn phần của lò xo

$$S_8 = L_0 - L_8 \quad (\text{mm})$$

Ứng suất xoắn của vật liệu lò xo ở trạng thái chịu tải ban đầu

$$\tau_1 = \frac{8 \cdot F_1 \cdot D \cdot K_w}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{MPa})$$

Ứng suất xoắn của vật liệu lò xo ở trạng thái chịu tải toàn phần

$$\tau_8 = \frac{8 \cdot F_8 \cdot D \cdot K_w}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{MPa})$$

Ứng suất khi lò xo chịu nén hết ($a=0$)

$$\tau_9 = \frac{8 \cdot F_9 \cdot D \cdot K_w}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{MPa})$$

Chiều dài phát triển của dây

$$L = 3,2 \cdot D(n + n_z) \quad (\text{mm})$$

Khối lượng lò xo

$$m = \frac{\pi \cdot L \cdot d^2 \cdot \rho}{4 \cdot 10^9} \quad (\text{kg})$$

Năng lượng biến dạng lò xo

$$W_8 = \frac{F_8 \cdot S_8}{2000} \quad (\text{J})$$

Tần số dao động tự nhiên của lò xo

$$f = \frac{d}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot D^2} \cdot \sqrt{\frac{G}{2\rho}} \cdot 10^6 \quad (\text{Hz})$$

Vận tốc tối hạn của lò xo vì sự va chạm tương hỗ giữa các vòng lò xo do quán tính

$$v = \frac{\tau_9 - \tau_8}{\sqrt{2 \cdot \rho \cdot G}} \cdot 10^3 \quad (\text{m.s}^{-1})$$

Kiểm tra tải trọng lò xo

$$\tau_8 \leq u_S \cdot \tau_A \text{ và } L_{\min F} \leq L_8$$

12.1.7 Giải thích các ký hiệu

- a : Khoảng cách giữa các vòng lò xo khi chưa chịu tải (mm)
- K : Hằng số lò xo (N/mm)
- d : Đường kính dây (mm)
- D : Đường kính trung bình của vòng lò xo (mm)
- D_1 : Đường kính ngoài của vòng lò xo (mm)
- D_2 : Đường kính trong của vòng lò xo (mm)
- F : Tổng áp lực tác dụng lên lò xo (N)
- G : Môđun đàn hồi trượt của vật liệu lò xo (MPa)
- H : Độ biến dạng (mm)
- C : Chỉ số lò xo (Độ cứng lò xo)
- K_w : Hệ số hiệu chỉnh Wahl

- K_f : Hệ số an toàn trong giới hạn mỏi
 L : Chiều dài triển khai (mm)
 L_{gmax} : Chiều dài giới hạn trên của lò xo ở trạng thái giới hạn (mm)
 L_{minF} : Chiều dài kiểm tra giới hạn của lò xo (mm)
 m : Khối lượng lò xo (kg)
 N : Tuổi thọ của lò xo chịu tải mỏi trong một ngàn lần đàn hồi
 n : Số vòng làm việc của lò xo
 n_z : Số vòng phần cuối lò xo
 t : Bước lò xo ở trạng thái tự do (mm)
 S : Lò xo biến dạng dài theo hướng triển khai (mm)
 S_{amin} : Tổng của khoảng trống thích hợp tối thiểu giữa các vòng làm việc của lò xo (mm)
 u_s : Hệ số sử dụng của vật liệu
 Z_0 : Số vòng phần đáy lò xo
 ρ : Tỷ trọng của vật liệu lò xo (kg/m^3)
 σ_{ult} : Ứng suất căng tối đa của vật liệu lò xo (MPa)
 τ : Ứng suất xoắn của vật liệu lò xo ở thể triển khai (MPa)
 τ_e : Ứng suất giới hạn mỏi cắt khi chịu tải trọng mỏi (Mpa)
 τ_A : Ứng suất xoắn cho phép của vật liệu lò xo (MPa)

12.1.8 Tính toán lò xo nén theo đơn vị hệ Anh

Các công thức cơ bản

Hệ số sử dụng của vật liệu.

Hệ số an toàn trong giới hạn mỏi.

Đường kính ngoài lò xo

$$D_1 = D + d \quad (in)$$

Trong đó:

D : Đường kính trung bình lò xo (in)

d : Đường kính dây (in)

Đường kính trong lò xo

$$D_2 = D - d \quad (in)$$

Trong đó:

D : Đường kính trung bình lò xo (in)

d : Đường kính dây (in)

Độ biến dạng làm việc

$$H = L_s - L_1 = S_s - S_1 \quad (in)$$

Trong đó:

L_s : Chiều dài của lò xo chịu tải toàn phần (in)

L_1 : Chiều dài của lò xo chịu tải ban đầu (in)

S_s : Độ biến dạng của lò xo chịu tải toàn phần (in)

S_1 : Độ biến dạng của lò xo chịu tải ban đầu (in)

Chỉ số của lò xo

$$C = \frac{D}{d} \quad (in)$$

Trong đó:

- D : Đường kính trung bình lò xo (in)
 d : Đường kính dây (in)
 Hệ số hiệu chỉnh Wahl

$$K_w = \frac{4 \cdot C - 1}{4 \cdot C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (\text{in})$$

Trong đó:

- C : Chỉ số lò xo (-)
 Lực chung tác dụng lên lò xo

$$F = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau}{8 \cdot D \cdot K_w} = \frac{G \cdot S \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} + F_0 \quad (\text{Lb})$$

Trong đó:

- D : Đường kính trung bình lò xo (in)
 d : Đường kính dây (in)
 τ : Ứng suất xoắn của lò xo chịu tải toàn phần (PSi)
 K_w : Hệ số hiệu chỉnh Wahl
 G : Môđun đàn hồi trượt của vật liệu lò xo (PSi)
 S : Độ biến dạng chung của lò xo (in)
 n : Số vòng làm việc của lò xo

Hằng số của lò xo

$$C = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} = \frac{F_8 - F_1}{H} \quad (\text{Lb/in})$$

Trong đó:

- G : Môđun đàn hồi trượt của vật liệu lò xo (PSi)
 D : Đường kính trung bình lò xo (in)
 d : Đường kính dây (in)
 n : Số vòng làm việc của lò xo
 F_8 : Lực tác động lên lò xo chịu tải toàn phần (PSi)
 F_1 : Lực tác động lên lò xo chịu tải tối thiểu (PSi)
 H : Độ biến dạng làm việc (in)

Đường kính trung bình lò xo

$$D = \sqrt[3]{\frac{G \cdot d^4}{8 \cdot k \cdot n}} \quad (\text{in})$$

Trong đó:

- G : Môđun đàn hồi trượt của vật liệu lò xo (PSi)
 d : Đường kính dây (in)
 n : Số vòng làm việc của lò xo
 k : Hằng số lò xo (Lb/in)

Độ biến dạng nói chung của lò xo

$$S = \frac{F}{k} \quad (\text{in})$$

Trong đó:

- F : Áp lực chung lên lò xo (Lb)
 k : Hằng số lò xo (Lb/in)

Chiều dài phần nổi lò xo

$$L_0 = L_1 + S_1 = L_8 + S_8 \quad (\text{in})$$

Trong đó:

- L_8 : Chiều dài của lò xo chịu tải toàn phần (in)
- L_1 : Chiều dài của lò xo chịu tải ban đầu (in)
- S_8 : Độ biến dạng của lò xo chịu tải toàn phần (in)
- S_1 : Độ biến dạng của lò xo chịu tải ban đầu (in)

Tính toán thiết kế lò xo nén

Trong thiết kế lò xo nén, đường kính dây, số vòng và chiều dài chưa chịu tải L_0 của lò xo, vật liệu và kích thước lắp ráp hoặc đường kính lò xo. Đối với lò xo có đường kính dây cho trước, thì bước t của lò xo khi không chịu tải nên nằm trong giới hạn:

$$0,3 \cdot D \leq t \leq 0,6 \cdot D \quad (\text{in})$$

Thiết kế lò xo được dựa vào điều kiện bền:

$$\tau_8 \leq u_s \cdot \tau_A \text{ và các phạm vi của vài thông số hình học được đề ra:}$$

$$L_8 \geq L_{\min F} \text{ và } D \leq L_0 \leq 10D \text{ và } L_0 \leq 31,5 \text{ in và } 4 \leq D/d \leq 16 \text{ và } n \geq 2 \text{ và } 12d \leq t < D$$

Trong đó:

- D : Đường kính trung bình lò xo (in)
- d : Đường kính dây (in)
- t : Bước lò xo ở trạng thái tự do (in)
- τ_8 : Ứng suất xoắn của lò xo ở trạng thái chịu tải toàn phần (PSi)
- τ_A : Ứng suất xoắn cho phép của vật liệu lò xo (PSi)
- u_s : Hệ số sử dụng của vật liệu
- L_8 : Chiều dài lò xo chịu tải toàn phần (in)
- $L_{\min F}$: Giới hạn thử (kiểm tra) chiều dài lò xo (in)
- L_0 : Chiều dài của lò xo không chịu tải (in)

Thủ tục thiết kế

Điều kiện an toàn đối với sự ổn định (oằn) và điều kiện kiểm tra đối với tải trọng tải, về mặt lý thuyết, phương pháp thiết kế lò xo phải tuân theo những đặc thù sau:

a. Thiết kế lò xo theo tải trọng danh nghĩa, vật liệu và kích thước lắp ráp lò xo

Trước tiên, giá trị đầu vào cho việc tính toán được kiểm tra và tính toán. Sau đó đường kính dây và số vòng được thiết kế sao cho khi tính toán đường kính và độ dài lò xo trong trạng thái không chịu tải thì các điều kiện bền và điều kiện hình học nêu trên phải được thoả mãn. Nếu đường kính lò xo được giới hạn trong bản chi tiết kỹ thuật thì thiết kế lò xo cũng phải tuân theo các điều kiện này. Ngoài ra đường kính lò xo được xác định theo điều kiện đường kính dây cho phép lớn nhất và bé nhất.

Trong quá trình thiết kế, chương trình tính toán tất cả các đường kính dây từ bé nhất đến lớn nhất. Các đường kính dây tuân theo điều kiện bền và điều kiện hình học. Nếu tất cả các điều kiện được thoả mãn, việc thiết kế được hoàn thành với một lò xo có đường kính dây bé nhất và số vòng ít nhất.

b. Thiết kế lò xo theo tải trọng, vật liệu và đường kính lò xo

Trước tiên, các trị số đầu vào được kiểm tra. Sau đó có đường kính dây, số vòng, chiều dài lò xo không chịu tải và các thông số lắp ghép được thiết kế sao cho các điều kiện bền và các

điều kiện hình học nêu trên được thoả mãn. Nếu một trong các thông số L_1 hoặc L_2 được nêu trong bản chi tiết kỹ thuật hoặc trị số về độ biến dạng của lò xo khi làm việc được giới hạn thì thiết kế lò xo phải tuân theo điều kiện này. Ngoài ra, giới hạn về các thông số và chiều dài lò xo khi không chịu tải được xác định theo các điều kiện hình học nêu trên đối với đường kính lò xo cụ thể và đường kính dây cho phép lớn nhất và bé nhất. Chương trình ưu tiên thiết kế lò xo đối với đường kính dây được xác định theo công thức sau đây:

$$d = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_8 \cdot D \cdot K_w}{\pi \cdot \tau_8}} \quad (\text{in})$$

Trong đó:

- F_8 : Lực tác động lên lò xo chịu tải toàn phần (PSi)
- D : Đường kính trung bình lò xo (in)
- K_w : Hệ số hiệu chỉnh Wahl
- τ_8 : Ứng suất xoắn của lò xo ở trạng thái chịu tải toàn phần (PSi)
- τ_A : Ứng suất xoắn cho phép của vật liệu lò xo (PSi)

Nếu các thông số lò xo được thiết kế với sự kết hợp không phù hợp với đường kính dây, chương trình tiếp tục (bắt đầu với đường kính dây bé nhất đến lớn nhất) thiết kế đường kính dây của lò xo tuân theo điều kiện bền và điều kiện hình học. Chương trình kiểm tra về số vòng hợp lý, kiểm tra lò xo được thiết kế có tuân theo các điều kiện đó hay không. Trong trường hợp này thiết kế kết thúc với các trị số được chọn không xét đến các đường kính dây phù hợp khác của lò xo. Ở đây chương trình thiết kế một lò xo với đường kính dây bé nhất và số vòng ít nhất.

c. Thiết kế lò xo chịu lực làm việc lớn nhất, theo vật liệu xác định, theo các thông số và đường kính lò xo

Trước hết kiểm tra các thông số đầu vào

Tiếp theo, đường kính dây, số vòng, chiều dài khi chưa chịu tải của lò xo và lực làm việc tối thiểu F_1 được thiết kế sao cho các điều kiện về sức bền, về hình học nêu trên được thoả mãn.

Chương trình ưu tiên thiết kế lò xo đối với đường kính dây theo công thức sau:

$$d = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_8 \cdot D \cdot K_w}{\pi \cdot \tau_8}} \quad (\text{in})$$

$$\text{với } \tau_8 = 0,85 \cdot \tau_A$$

Nếu các thông số lò xo được thiết kế đối với đường kính dây không phù hợp. Chương trình sẽ tiếp tục tất cả các đường kính dây tuân theo điều kiện bền và điều kiện hình học, từ đường kính dây bé nhất đến lớn nhất. Chương trình kiểm tra độ hợp lý của số vòng, kiểm tra xem lò xo được thiết kế có tuân thủ các điều kiện đòi hỏi hay không. Trong trường hợp này, thiết kế được hoàn thành với các trị số được chọn không xét đến các đường kính hợp lý khác. Ở đây chương trình thiết kế một lò xo với đường kính dây bé nhất và số vòng ít nhất.

12.1.9 Tính toán kiểm tra lò xo

Các trị số phù hợp của các thông số và độ biến dạng khi chịu tải nhất định, vật liệu và các thông số lò xo được tính toán trong phần tính toán kiểm tra. Trước tiên dữ liệu đầu vào được kiểm tra. Sau đó các thông số được tính toán theo công thức sau đây:

Độ dài của lò xo chịu tải ban đầu

$$L_1 = L_0 - \frac{8 \cdot F_1 \cdot n \cdot D^3}{G \cdot d^4} \quad (\text{in})$$

Độ dài của lò xo chịu tải toàn phần

$$L_8 = L_0 - \frac{8 \cdot F_8 \cdot n \cdot D^3}{G \cdot d^4} \quad (\text{in})$$

Trong đó:

- L_0 : Chiều dài lò xo khi chưa chịu tải (in)
- F_1 : Lực làm việc lên lò xo chịu tải tối thiểu (PSi)
- n : Số vòng làm việc của lò xo
- F_8 : Lực tác động lên lò xo chịu tải toàn phần (PSi)
- D : Đường kính trung bình lò xo (in)
- d : Đường kính dây (in)
- G : Môđun đàn hồi trượt của vật liệu lò xo (PSi)

Độ biến dạng khi làm việc

$$H = L_1 - L_8 \quad (\text{in})$$

12.1.10 Tính toán các lực làm việc

Các lực sinh ra do lò xo ở trạng thái làm việc được tính toán đối với vật liệu, thông số lắp ghép và thông số lò xo. Trước hết dữ liệu đầu vào được kiểm tra, tiếp đến các lực làm việc được tính với công thức sau:

Lực làm việc nhỏ nhất

$$F_1 = \frac{(L_0 - L_1) \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} \quad (\text{Lb})$$

Lực làm việc lớn nhất

$$F_8 = \frac{(L_0 - L_8) \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} \quad (\text{Lb})$$

Tính toán các thông số đầu ra của lò xo

Phần này chung cho tất cả cách tính toán lò xo và các công thức được trình bày cũng theo thứ tự trong chương trình.

Hằng số lò xo

$$K = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} \quad (\text{N/in})$$

Chiều dài giới hạn lý thuyết của lò xo

$$L_9 = (n + n_z + 1 - z_0) \cdot d \quad (\text{in})$$

Chiều dài kiểm tra (thử) giới hạn của lò xo

$$L_{\min F} = L_{9\max} + S_{\min} \quad (\text{in})$$

Trong đó chiều dài giới hạn trên của lò xo ở giới hạn ban đầu $L_{9\max}$:

Khi không có phần cuối

$$L_{9\max} = 1,03 L_9 \quad (\text{in})$$

Với phần cuối và $(n + n_z) \leq 10,5$

$$L_{9\max} = (n + n_z) \cdot d \quad (\text{in})$$

Với phần cuối và $(n + n_z) > 10,5$

$$L_{9\max} = 1,05 L_9 \quad (\text{in})$$

Tổng các khoảng cách hợp lý bé nhất giữa các vòng lò xo làm việc ở trạng thái chịu tải toàn phần:

$$S_{\text{amin}} = \frac{d \cdot C \cdot n}{50} \quad (\text{in})$$

Khi đường kính lò xo $d < 0,4$ thì chọn giá trị $d = 0,4$; chỉ số lò xo $C < 5$ thì chọn $C = 5$.

Biến dạng lò xo trong trạng thái giới hạn

$$S_9 = L_0 - L_9 \quad (\text{in})$$

Lực giới hạn lò xo

$$F_9 = k \cdot S_9 \quad (\text{Lb})$$

Khoảng cách giữa các vòng lò xo

$$a = \frac{S_9}{n} \quad (\text{in})$$

Bước lò xo làm việc

$$t = a + d \quad (\text{in})$$

Độ biến dạng lò xo chịu tải ban đầu

$$S_1 = L_0 - L_1 \quad (\text{in})$$

Độ biến dạng toàn phần của lò xo

$$S_8 = L_0 - L_8 \quad (\text{in})$$

Ứng suất xoắn của vật liệu lò xo ở trạng thái chịu tải ban đầu

$$\tau_1 = \frac{8 \cdot F_1 \cdot D \cdot K_w}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{PSi})$$

Ứng suất xoắn của vật liệu lò xo ở trạng thái chịu tải toàn phần

$$\tau_8 = \frac{8 \cdot F_8 \cdot D \cdot K_w}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{PSi})$$

Ứng suất lò xo chịu nén hết

$$\tau_9 = \frac{8 \cdot F_9 \cdot D \cdot K_w}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{PSi})$$

Chiều dài phát triển của dây

$$L = 3,2 \cdot D (n + n_z) \quad (\text{in})$$

Khối lượng lò xo

$$m = \frac{\pi \cdot L \cdot d^2 \cdot \rho}{4 \cdot 12^3} \quad (\text{Lb})$$

Năng lượng biến dạng lò xo

$$w_8 = \frac{F_8 \cdot S_8}{24} \quad (\text{ftLb})$$

Tần số dao động tự nhiên của lò xo

$$f = \frac{d}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot D^2} \cdot \sqrt{\frac{G \cdot g}{2 \cdot \rho \cdot 12^{-3}}} = \frac{d}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot D^2} \cdot \sqrt{\frac{G}{2 \cdot \rho}} \cdot 816,70558 \quad (\text{Hz})$$

Vận tốc tới hạn của lò xo vì sự va chạm tương hỗ giữa các vòng lò xo do quán tính

$$V = \frac{\tau_9 - \tau_8}{\sqrt{2 \cdot \rho \cdot G}} \cdot \sqrt{12 \cdot g} = \frac{\tau_9 - \tau_8}{\sqrt{2 \cdot \rho \cdot G}} \cdot 68,058798 \quad (\text{ft} \cdot \text{s}^{-1})$$

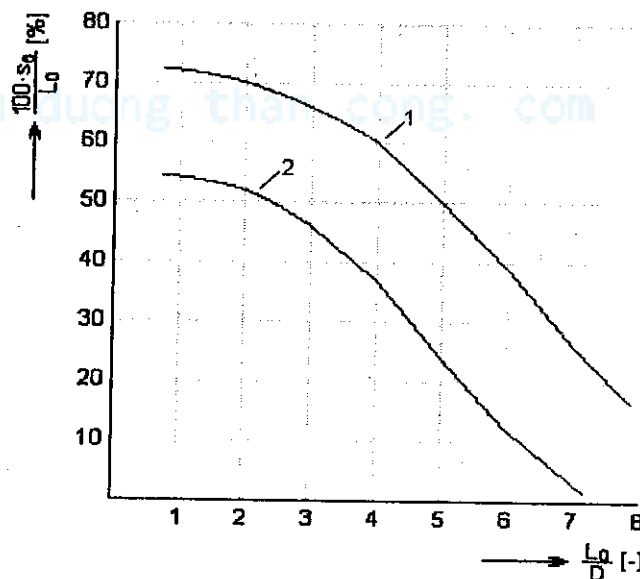
Kiểm tra tải trọng lò xo

$$\tau_8 \leq u_S \cdot \tau_A \text{ và } L_{\min F} \leq L_8$$

12.1.11 Kiểm tra độ ổn định chịu tải theo phương dọc trục

Kiểm tra các lò xo nén để tính độ an toàn chống vênh khi chịu tải dọc trục. Độ biến dạng nén theo yêu cầu (được thể hiện là tỷ lệ phần trăm của chiều dài L_0 khi lò xo chưa chịu tải) phải thấp hơn độ biến dạng giới hạn mà được tính toán cho hệ số mảnh L_0/D thể hiện qua đường cong tương ứng, như được trình bày trong hình vẽ.

Với lò xo không thể thiết kế được theo độ ổn định chịu tải theo phương dọc trục, hãy sử dụng chốt hoặc vò để định vị, hoặc là chia nó ra thành một vài lò xo ngắn.



Trong đó:

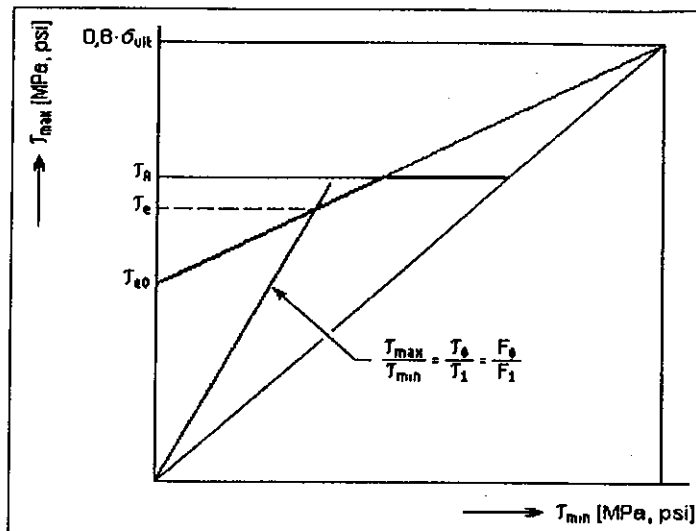
Đường cong 1 - có giá định vị

Đường cong 2 - không có giá định vị

12.1.12 Kiểm tra lò xo chịu tải động (mỏi)

Đối với lò xo chịu tải động, tức là lò xo chịu sự thay đổi tải trọng theo chu kỳ và có tuổi bền dự kiến là hơn 10^5 hành trình làm việc, thì việc kiểm tra ứng suất tĩnh tổng quát dựa theo công thức $\tau_8 \leq u_S \tau_A$ là không đủ. Lò xo như vậy nên được kiểm tra để tính tải trọng mỏi của vật liệu lò xo.

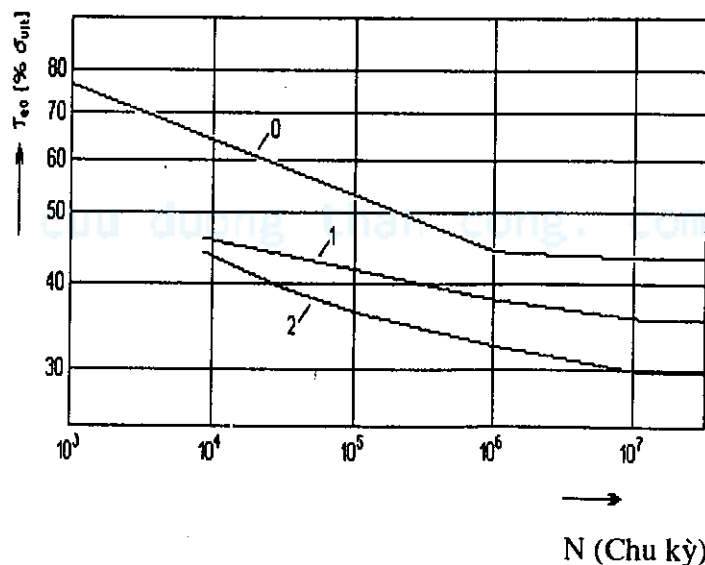
Nếu lò xo như thế cùng với tải trọng động dự kiến của nó được thoả mãn, thì điều kiện trong công thức $\tau_R \leq \tau_c / k_f$ phải đúng, ngoài sự kiểm tra tính đã được đề cập ở trên. Có thể tìm được giới hạn bền mỗi ở biểu đồ mỗi của Smith theo đường kính dây, yêu cầu độ bền và tải trọng cụ thể.



Trong đó:

- F_1 : Lực làm việc nhỏ nhất (N, Lb)
- F_2 : Lực làm việc lớn nhất (N, Lb)
- k_f : Hệ số an toàn tại giới hạn bền
- N : Tuổi bền lò xo với hàng nghìn độ biến dạng
- σ_{UT} : Ứng suất kéo tối đa của vật liệu lò xo (Mpa, Psi)
- τ_1 : Ứng suất xoắn của vật liệu lò xo ở trạng thái chịu tải ban đầu (Mpa, Psi)
- τ_R : Ứng suất xoắn của vật liệu lò xo ở trạng thái chịu tải toàn phần (Mpa, Psi)
- τ_c : Giới hạn bền mỏi chịu lực cắt của lò xo chịu tải mỏi (Mpa, Psi)
- τ_{c0} : Giới hạn bền mỏi cơ bản chịu lực cắt đối với ứng suất trung bình (Mpa, Psi)
- τ_A : Ứng suất xoắn cho phép của vật liệu lò xo (Mpa, Psi)

Dữ liệu về giới hạn bền mỏi cơ bản của vật liệu đối với ứng suất được trình bày trong sơ đồ dữ liệu thí nghiệm (xem hình vẽ sau). Tính hợp lệ của dữ liệu này do vật liệu cụ thể, gia công bề mặt cụ thể và tuổi bền cụ thể của lò xo đưa ra.



Trong đó:

Đường cong 0: đường cong tính toán theo lý thuyết về giới hạn bền mỗi cơ bản τ_{c0} đối với lò xo thép xét về tuổi bền dự kiến

Đường cong 1: giá trị cực đại theo kinh nghiệm của giới hạn bền mỗi cơ bản đối với lò xo rèn

Đường cong 2: giá trị cực đại theo kinh nghiệm của giới hạn bền mỗi cơ bản đối với lò xo không rèn.

12.1.13 Vật liệu

a. Vật liệu của dây lò xo dùng trong đơn vị hệ Mét

Loại dây	G [MPa]	Ứng suất xoắn giới hạn cho phép τ_A	Khối lượng riêng ρ [kg.m ³]
Chế tạo kéo từ thép cacbon	80 500	0.5 σ_{ult}	7.85 10 ³
Nếu chảy nhiệt luyện từ thép cacbon	78 500	0.6 σ_{ult}	
Nếu chảy nhiệt luyện hoặc ram từ hợp kim thép (Si-Cr, Mn-Cr-V) 14260 và 15260	78 500	0.6 σ_{ult}	
Được tôi khi kéo thép không rỉ crom - nikel 17242	68 500	0.5 σ_{ult}	
Được tôi khi kéo hợp kim thiếc - đồng 423016 và 423018	41 500	0.45 σ_{ult}	8.8 10 ³
Được tôi khi kéo từ đồng thau 423210 và 423213	34 500	0.45 σ_{ult}	8.43 10 ³

Đường kính dây [mm]		Ứng suất kéo [psi] σ_{ult}					
		Dây					
Từ	Đến	Nếu chảy nhiệt luyện từ thép cacbon	Nếu chảy nhiệt luyện từ thép Si-Cr	Ram từ thép Si-Cr	Nếu chảy nhiệt luyện từ thép Mn-CrV	Ram từ thép Mn-Cr-V	Kéo từ thép không rỉ CrNi
-	0.45	-	-	1470 hoặc 1370	-	-	1860
0.45	0.9		2080		-	-	
0.9	1	1620			1670	1310	
1	1.25	1620			1620	1310	
1.25	1.6	1570	2060		1310	1770	
1.6	2	1530	2010				
2	2.36	1500	1960				
2.36	2.5	1470	1910				
2.5	2.8	1450					
2.8	3						
3	3.15					1570	

3.15	3.35	1420			1470		
3.35	3.75		1860				
3.75	4	1400					
4	4.5	1370			1420		1470
4.5	5	1310	1810				
5	6	1270	1770				1370
6	6.3	1260					1270
6.3	6.7	1240	1720				
6.7	7.1						1180
7.1	8	1230					
8	9	1210	1670		1390		-
9	10	1200					
10	11.8	-	-		-		

Đường kính dây	Dây được chế tạo từ thép cacbon, ứng suất kéo [MPa]				
	1	2	3	4	5
0.2	-				-
0.224		2800 đến 3100	2500 đến 2800	-	
0.25					
0.28					
0.315					
0.355					
0.4		2650 đến 2950	2360 đến 2660	2140 đến 2420	
0.5					
0.56					
0.63					1600 đến 1900
0.71				2000 đến 2300	
0.8			2240 đến 2540		
0.9		2500 đến 2800			1500 đến 1800
1			2120 đến 2420	1900 đến 2200	

1.06					
1.12					1500 đến 1700
1.18			2120 đến 2320	1900 đến 2100	
1.25		2360 đến 2560			
1.32					
1.4					
1.5					
1.6		2240 đến 2440	2000 đến 2200	1800 đến 2000	1400 đến 1600
1.7					
1.8					
1.9					
2					
2.12		2120 đến 2320	1900 đến 2100	1700 đến 1900	
2.24					1320 đến 1520
2.36					
2.5					
2.65		2000 đến 2200	1800 đến 2000	1600 đến 1800	
2.8	2120 đến 2320				1250 đến 1450
3					
3.15			1700 đến 1900	1500 đến 1700	
3.35	2000 đến 2200	1900 đến 2100			
3.5					
3.75	1900 đến 2100	1800 đến 2000	1600 đến 1800	1400 đến 1600	1180 đến 1380
4					
4.25	1800 đến 2000	1700 đến 1900	1500 đến 1700	1320 đến 1520	1120 đến 1320
4.5					
4.75	1700 đến 1900	1600 đến 1800	1400 đến 1600	1250 đến 1450	

5	1600 đến 1800	1500 đến 1700			
5.3	1600 đến 1750	1500 đến 1650	1400 đến 1550	1250 đến 1400	1060 đến 1210
5.6					
6	1500 đến 1650	1400 đến 1550	1320 đến 1470	1180 đến 1350	1000 đến 1150
6.3					
6.7					
7.1	1400 đến 1550	1320 đến 1470	1250 đến 1400	1120 đến 1170	950 đến 1100
7.5					
8	1320 đến 1470	1250 đến 1400	1180 đến 1330	1060 đến 1210	900 đến 1050
8.5					
9	1250 đến 1400	1180 đến 1330	1120 đến 1270	1000 đến 1150	850 đến 1000
9.5					
10	1180 đến 1330	1120 đến 1270	1060 đến 1210	950 đến 1100	800 đến 950
10.6					
11.2	1120 đến 1270	1160 đến 1210	1000 đến 1150	950 đến 1100	
11.8	-				
12.5	-		950 đến 1100	900 đến 1050	

b. Vật liệu của dây lò xo dùng cho đơn vị hệ Anh

Loại dây	Môđun đàn hồi cắt [psi]
Thép kéo nguội dây QQ-W-428	11 200000
Dây đàn QQ-W-470	11 200000
Dây thép QQ-W-428 ram bằng dầu	11 200000
Dây hợp kim QQ-W-412	11 200000
Dây thép không gỉ QQ-W-423	11 200000
Dây thép hợp kim Cr-V	11 200000
Dây thép Si-Mn	11 200000
Dây lò xo chất lượng van	11 200000
Thép không gỉ 304 và 420	11 600000
Thép không gỉ 316	11 600000
Thép không gỉ 431 và 17-7 PH	11 600000

c. Ứng suất xoắn cho phép τ_A [10^3 psi]

Đường kính dây [in]	Dây thép kéo nguội QQ-W-428	Dây dãn QQ-W470	Dây thép ram bằng dầu QQ-W-428	Dây hợp kim QQ-W-412	Dây thép không gỉ QQ-W-423	Dây thép hợp kim Cr - V	Dây thép Si - Mn	Dây lò xo chất lượng van	Thép không gỉ 304 và 420	Thép không gỉ 316	Thép không gỉ 431 và 17-7 PH
0.010	150	176	157	176	145	175	158	175	138	131	158
0.012	149	171	154	175	143	174	157	174	136	129	154
0.014	148	167	152	174	141	173	156	173	134	127	150
0.016	147	164	150	174	139	172	155	172	132	125	148
0.018	146	161	148	173	137	171	154	171	130	123	145
0.02	145	159	146	173	135	170	153	170	128	121	143
0.022	144	157	144	172	133	169	152	169	126	120	141
0.024	143	155	142	172	131	168	151	168	124	118	140
0.026	142	153	141	171	129	167	150	167	123	116	138
0.028	141	151	140	171	128	166	149	166	122	115	136
0.030	140	149	139	170	127	165	148	165	121	114	134
0.032	139	147	138	170	126	164	147	164	120	113	132
0.034	138	145	137	169	125	163	146	163	119	112	130
0.036	137	143	136	169	124	162	145	162	118	112	129
0.038	136	142	135	168	123	161	144	161	117	111	128
0.041	135	141	133	167	122	160	144	160	116	110	127
0.0475	132	138	130	166	119	156	140	156	113	107	124
0.054	138	136	128	165	117	152	137	152	111	105	122
0.0625	123	132	125	162	115	149	134	152	109	104	119
0.072	121	130	123	161	113	145	131	145	107	102	117
0.080	118	128	120	159	111	141	127	141	105	100	115
0.0915	116	123	117	157	108	139	125	139	103	97	111
0.0938	115	122	116	156	107	138	124	138	102	96	110
0.1055	113	120	114	154	105	135	122	135	100	95	108
0.1205	110	118	111	152	102	131	118	131	97	92	106
0.125	110	117	110	152	100	130	117	130	95	90	105
0.135	108	115	108	150	98	128	115	128	93	88	104
0.1483	106	113	106	148	95	125	113	125	90	86	102

0.1563	105	112	105	147	92	122	110	122	87	83	101
0.162	104	111	104	146	91	121	109	121	86	82	100
0.177	102	110	102	145	88	120	108	120	84	79	99
0.1875	101	109	100	144	86	119	107	119	82	77	98
0.192	101	109	100	143	85	118	106	118	81	76	98
0.207	99	108	98	142	83	117	105	117	79	75	97
0.2188	98	106	97	140	82	116	104	116	78	74	95
0.2253	97	105	97	139	81	115	103	115	77	73	94
0.2437	95	103	96	138	79	113	102	113	75	71	93
0.250	95	102	96	137	78	112	101	112	74	70	92
0.2625	94	102	95	136	77	111	100	111	73	69	91
0.2813	92	100	95	135	75	110	99	110	71	68	90
0.3065	91	98	94	134	73	109	98	109	69	66	88
0.3125	91	97	94	133	72	109	98	109	68	65	87
0.375	88	94	92	131	69	107	96	107	66	62	85
0.4375	85	92	90	129	66	103	93	103	63	59	83
0.500	82	90	88	128	64	100	90	100	31	58	81

12.1.14 Hệ số sử dụng của vật liệu U_s

Hệ số này đưa ra quan hệ giữa ứng suất xoắn của lò xo trong trạng thái chịu tải toàn phần với ứng suất xoắn cho phép, chẳng hạn như: $u_s \approx \tau_w / \tau_A$. Nếu trị số lớn hơn được chọn, cần ít vật liệu hơn để chế tạo lò xo, các thông số lò xo và khoảng cách để lắp ráp ít hơn, nhưng độ ổn định của lò xo trong quá trình vận hành lại thấp hơn và ngược lại. Cho nên, hệ số này một trị số nghịch đảo của hệ số an toàn. Với chế độ vận hành thông thường, trị số của hệ số sử dụng của vật liệu được dùng theo kinh nghiệm trong phạm vi $u_s = 0.85 \dots 0.95$. Những trị số thấp hơn có thể dùng cho lò xo làm việc trong môi trường có tính ăn mòn, ở nhiệt độ cao hoặc tải trọng có va đập.

12.1.15 Hệ số an toàn tại giới hạn mỏi k_f

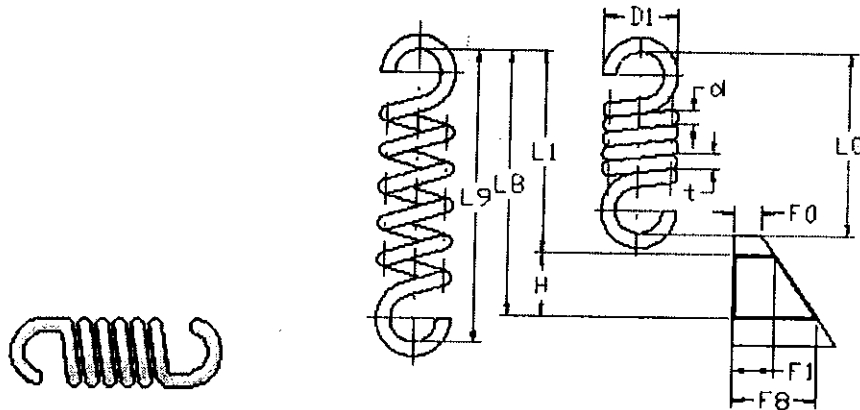
Là hệ số được dùng khi tính toán các lò xo chịu tải động (tải trọng mỏi theo chu kỳ đối với $N > 10^5$ chu kỳ làm việc). Hệ số được có bởi một tỉ số giữa giới hạn bền mỏi của lò xo và ứng suất xoắn của vật liệu lò xo có hướng tải trọng toàn phần, tức là $k_f \approx \tau_f / \tau_w$. Với điều kiện vận hành chuẩn, trị số của hệ số an toàn tại giới hạn mỏi theo kinh nghiệm (k_f) nằm trong phạm vi 1,1 ... 1,5. Nói chung, nên dùng trị số k_f cao đối với lò xo làm việc trong môi trường ăn mòn có ảnh hưởng nghiêm trọng tới sức bền mỏi của lò xo, vì nó làm giảm khả năng tải trọng của lò xo xuống tới 1/5, phụ thuộc vào vật liệu và loại môi trường ăn mòn.

12.2 LÒ XO KÉO

Lựa chọn hoặc tính toán lò xo kéo hình trụ chuẩn. Tính toán bao gồm:

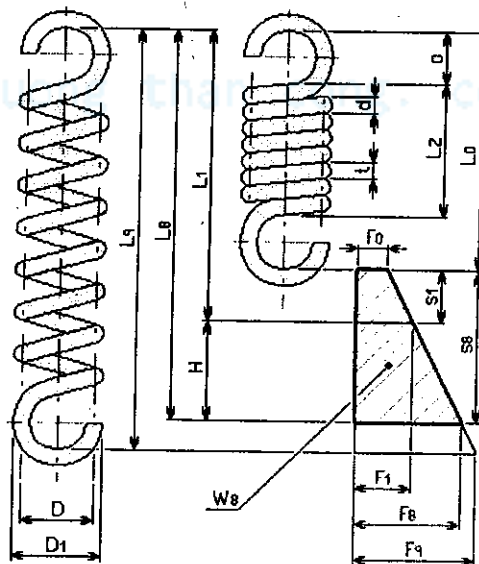
- Giá trị ứng suất lớn nhất
- Ứng suất cắt khi tải trọng toàn phần (đối với lò xo chịu ứng suất do dao động)

- Kiểm tra độ an toàn chịu xoắn
- Tần số tự kích thích của lò xo
- Vận tốc tối hạn (chẳng hạn như va đập ren do quán tính)
- Độ dài thử nghiệm hạn chế của lò xo chịu kéo
- Kiểm tra ứng suất khi tiếp xúc giữa các vòng.



12.2.1 Các khái niệm cơ bản

Lò xo kéo là một lò xo xoắn hình trụ với các vòng dây tiếp giáp với nhau có khả năng chịu ngoại lực đối tác động từng phần theo trục của nó.



Các thông số kích thước

- d : Đường kính dây (mm, in)
- D : Đường kính trung bình của lò xo (mm, in)
- D_1 : Đường kính ngoài của lò xo (mm, in)
- D_2 : Đường kính trong của lò xo (mm, in)
- H : Độ võng làm việc (mm, in)
- t : Bước của vòng làm việc trong tình trạng không chịu tải (mm, in)
- o : Chiều cao của móc (mm, in)
- s_x : Độ võng lò xo (mm, in)

- L_x : Chiều dài lò xo (mm, in)
 x : Chỉ số theo tình trạng củ lò xo
 F_x : Lực làm việc do lò xo gây ra (N, Lb)

Cuộn vòng

- A. Phải (thường xuyên)
 B. Trái (phải được giải thích bằng chữ)

Trạng thái (tình trạng):

- A. Lò xo không chịu tải (chỉ số 0)
 B. Tải trọng ban đầu: tải trọng bé nhất tác động lên lò xo (chỉ số 1)
 C. Tải trọng toàn phần: Tải trọng lớn nhất tác động lên lò xo (chỉ số 8)
 D. Giới hạn: Lò xo bị giãn (chỉ số 9)

12.2.2 Tính toán lò xo kéo theo đơn vị hệ Mét

Các công thức cơ bản

Hệ số sử dụng của vật liệu

Đường kính ngoài của lò xo

$$D_1 = D + d \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

- D : Đường kính trung bình của lò xo (mm)
 d : Đường kính dây (mm)

Đường kính trong của lò xo

$$D_2 = D - d \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

- D : Đường kính trung bình của lò xo (mm)
 d : Đường kính dây (mm)

Độ biến dạng làm việc

$$H = L_k - L_1 = s_k - s_1 \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

- L_k : Chiều dài của lò xo chịu tải toàn phần (mm)
 L_1 : Chiều dài của lò xo chịu tải ban đầu (mm)
 s_k : Độ biến dạng của lò xo chịu tải toàn phần (mm)
 s_1 : Độ biến dạng của lò xo chịu tải ban đầu (mm)

Chiều cao móc lò xo

$$O = \frac{L_o - L_z}{2} \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

- L_o : Chiều dài của lò xo không chịu tải (mm)
 L_z : Chiều dài của phần cuộn vòng (mm)

Chỉ số của lò xo - là tỉ số của đường kính trung bình của vòng lò xo với đường kính dây
 $c = D/d (-)$

Trong đó:

- D : Đường kính trung bình của lò xo (mm)
d : Đường kính dây (mm)

Hệ số hiệu chỉnh Wahl

$$K_w = \frac{4 \cdot c - 1}{4 \cdot c - 4} + \frac{0.615}{c} \quad (-)$$

Trong đó:

c : Chỉ số của lò xo

Lực kéo ban đầu

$$F_0 = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau_0}{8 \cdot D \cdot K_w} \quad (N)$$

Trong đó:

- d : Đường kính dây (mm)
 τ_0 : Ứng suất ở trạng thái không chịu tải (MPa)
D : Đường kính trung bình của lò xo (mm)
 K_w : Hệ số hiệu chỉnh Wahl

Lực tác dụng lên lò xo

$$F = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau}{8 \cdot D \cdot K_w} = \frac{G \cdot s \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} + F_0 \quad (N)$$

Trong đó:

- d : Đường kính dây (mm)
 τ : Ứng suất xoắn ở trạng thái chịu tải chung (MPa)
D : Đường kính trung bình của lò xo (mm)
 K_w : Hệ số hiệu chỉnh Wahl
G : Môđun đàn hồi trượt của vật liệu lò xo (MPa)
s : Độ biến dạng nói chung của lò xo (mm)
n : Số vòng làm việc
 F_0 : Lực kéo ban đầu của lò xo (N)

Hằng số của lò xo

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} = \frac{F_8 - F_1}{H} \quad (N/mm)$$

Trong đó:

- G : Môđun đàn hồi trượt của vật liệu lò xo (MPa)
d : Đường kính dây (mm)
D : Đường kính trung bình của lò xo (mm)
n : Số vòng làm việc
 F_8 : Lực làm việc (tác động) lên lò xo chịu tải toàn phần (MPa)
 F_1 : Lực làm việc (tác động) lên lò xo chịu tải tối thiểu (MPa)
H : Độ biến dạng làm việc (mm)

12.2.2.1 Tính toán thiết kế

Trong thiết kế lò xo, đường kính dây, số vòng và chiều dài chưa chịu tải L_0 của lò xo được thiết kế đối với loại tải trọng cụ thể, đối với vật liệu cụ thể và với các thông số kích thước lắp ráp.

$$\tau_0 = \frac{300}{i} + 30 \quad (\text{MPa})$$

Nếu lò xo được tính toán mà không khớp với bất kỳ đường kính dây nào ứng với ứng suất τ_0 theo công thức trên, tính toán sẽ được thực hiện lại với giá trị ứng suất hiệu chỉnh ở trạng thái không chịu tải trong phạm vi:

$$\frac{300}{i} \leq \tau_0 \leq \frac{300}{i} + 60 \quad (\text{MPa})$$

Lò xo không chịu lực kéo ban đầu được thiết kế đối với giá trị trung bình của bước theo kinh nghiệm $t = 0.35 D$ (mm). Nếu lò xo đã được tính toán mà không khớp với bất kỳ đường kính dây nào của bước được chọn. Tính toán lò xo sẽ được thực hiện lại với giá trị bước hiệu chỉnh trong phạm vi gợi ý: $0.3 D \leq t \leq 0.4 D$ (mm).

Thiết kế lò xo được dựa vào điều kiện bền $\tau_s \leq \tau_A$ và các phạm vi của một vài thông số hình học được đề ra: $L_0 \leq D$ và $L_0 \leq 800\text{mm}$ và $4 \leq D/d \leq 16$ và $n \geq 2$.

12.2.2.2 Tải trọng, vật liệu và thông số kích thước lắp ráp của lò xo

Trước tiên các giá trị đầu vào cho việc tính toán được kiểm tra và tính toán. Tiếp theo, chiều dài của lò xo ở trạng thái không chịu tải được tính:

$$L_0 = \frac{L_1 \cdot (F_8 - F_0) - L_8 \cdot (F_1 - F_0)}{(F_8 - F_1)} \quad (\text{mm})$$

Sau đó, đường kính dây, số vòng và các đường kính lò xo được tính toán sao cho móc lò xo theo đúng với loại móc được chọn. Các điều kiện bền và điều kiện hình học nêu trên cũng phải được thực hiện. Thiết kế lò xo phải theo đúng giá trị đường kính lò xo được giới hạn trong chỉ dẫn kỹ thuật. Nếu không như vậy, các giới hạn đường kính lò xo được tính theo các điều kiện hình học nêu trên đối với đường kính dây cho phép lớn nhất và bé nhất.

Tất cả các đường kính dây lò xo tuân theo những điều kiện sức bền và điều kiện thông số hình học đều được tính toán, bắt đầu từ giá trị bé nhất và thao tác đến giá trị lớn nhất. Chiều cao móc lò xo và số vòng được kiểm tra. Nếu tất cả các điều kiện được thực hiện, thiết kế sẽ được hoàn thành với các giá trị được chọn và một lò xo được thiết kế với đường kính dây tương thích khác.

Chiều cao móc lò xo tính toán phải nằm trong phạm vi $d \leq o \leq 30 d$. Loại móc thích hợp được chọn cho chiều cao móc tính toán. Để đạt được sự kết hợp giữa đường kính dây, số vòng và đường kính lò xo chiều cao móc lò xo tính toán phù hợp với loại móc cơ bản thì móc toàn vòng được khảo sát trước, sau đó là móc toàn vòng có vị trí trung tâm và tiếp theo là các loại móc khác.

12.2.2.3 Tải trọng, vật liệu và đường kính lò xo xác định

Trước hết các giá trị đầu vào để tính toán được kiểm tra. Tiếp theo, đường kính dây, số vòng, chiều dài lò xo khi chưa chịu tải và các thông số lắp ráp được thiết kế, sao cho chiều cao móc lò xo theo đúng loại móc được chọn. Các điều kiện về sức bền và thông số hình học nêu trên phải được thực hiện.

Nếu một thông số lắp ráp L_1 hoặc L_8 được bắt đầu trong bảng chỉ dẫn kỹ thuật, hoặc giá trị độ biến dạng của lò xo khi làm việc bị hạn chế, thì thiết kế lò xo phải tuân theo điều kiện này. Nếu không như vậy, các giới hạn thông số lắp ráp và chiều dài lò xo khi chưa chịu tải được tính bởi các điều kiện thông số hình học nêu trên đối với đường kính lò xo xác định và đường kính dây cho phép tối thiểu và tối đa.

Công thức thiết kế một lò xo với đường kính dây xác định

$$d = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_8 \cdot D \cdot K_w}{\pi \cdot \tau_8}} \quad (\text{mm})$$

Trong đó: $\tau_8 = 0.85 \tau_A$ được dùng cho trị số ứng suất xoắn đối với vật liệu lò xo, trong trạng thái chịu tải toàn phần. Nếu không có sự kết hợp phù hợp giữa các thông số lò xo được thiết kế cho đường kính dây này, tất cả các đường kính dây phù hợp được khảo sát. Bắt đầu với loại bé nhất và thao tác tới loại lớn nhất, các đường kính được thử để thiết kế số vòng mà có thể mang lại chiều cao móc phù hợp với điều kiện. Thiết kế được hoàn thành với các trị số lựa chọn, không cần xét đến các đường kính dây phù hợp khác, và lò xo được thiết kế với đường kính dây tối thiểu và số vòng tối thiểu.

Chiều cao móc lò xo tính toán phải nằm trong phạm vi $d \leq o \leq 30 d$. Loại móc phù hợp được chọn cho chiều cao móc được tính toán theo cách này. Để tìm ra sự kết hợp đúng giữa đường kính dây, số vòng, chiều dài lò xo khi chưa chịu tải, và các thông số lắp ráp mà mang lại chiều cao móc lò xo phù hợp với loại móc cơ bản, thì móc toàn vòng được khảo sát trước, tiếp đến là móc toàn vòng vị trí trung tâm, và tiếp đến là các loại móc khác.

12.2.2.4 Lực làm việc lớn nhất, vật liệu xác định, thông số lắp ráp và đường kính lò xo

Trước hết các giá trị đầu vào để tính toán được kiểm tra và tính toán

Sau đó, đường kính dây, số vòng, chiều dài lò xo chưa chịu tải và lực làm việc nhỏ nhất F_1 được thiết kế sao cho chiều cao móc lò xo theo đúng loại móc được chọn. Những điều kiện về độ bền và thông số hình học nêu trên cũng phải được thực hiện.

Công thức thiết kế lò xo có đường kính dây được xác định:

$$d = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_8 \cdot D \cdot K_w}{\pi \cdot \tau_8}} \quad (\text{mm})$$

Trong đó trị số $\tau_8 = 0.9 \tau_A$ được dùng đối với trị số của ứng suất xoắn của vật liệu lò xo, ở lò xo chịu tải toàn phần. Nếu sự kết hợp hợp lý giữa các thông số lò xo không thể thiết kế được đối với đường kính dây này, tất cả các đường kính dây phù hợp được khảo sát, (bắt đầu với loại bé nhất, thao tác cho tới loại lớn nhất) đối với số vòng mà có thể đem lại chiều cao móc phù hợp (thoả mãn) với các điều kiện đó. Thiết kế được kết thúc với các trị số được chọn, và lò xo được thiết kế với đường kính tối thiểu, không kể đến đường kính dây hợp lý khác.

12.2.2.5 Kiểm tra tính toán

Tính toán các trị số của thông số lắp ghép phù hợp với độ biến dạng làm việc đối với tải trọng, vật liệu và các thông số xác định. Trước hết, dữ liệu đầu vào được kiểm tra và tính toán, tiếp theo các thông số lắp ghép được tính, sử dụng các công thức sau:

Chiều dài của lò xo ở trạng thái chịu tải ban đầu

$$L_1 = L_0 + \frac{8 \cdot (F_1 - F_0) \cdot n \cdot D^3}{G \cdot d^4} \quad (\text{mm})$$

Chiều dài của lò xo ở trạng thái chịu tải hoàn toàn

$$L_8 = L_0 + \frac{8 \cdot (F_8 - F_0) \cdot n \cdot D^3}{G \cdot d^4} \quad (\text{mm})$$

Độ võng làm việc

$$H = L_8 - L_1 \quad (\text{mm})$$

12.2.2.6 Tính toán các lực làm việc

Các lực được sinh ra trong lò xo ở các trạng thái làm việc của nó được tính toán đối với vật liệu, thông số lắp ghép và thông số lò xo. Trước hết, dữ liệu đầu vào được kiểm tra và tính toán, tiếp đến các lực làm việc được tính, sử dụng các công thức sau:

Lực làm việc nhỏ nhất

$$F_1 = F_0 + \frac{(L_1 - L_0) \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} \quad (\text{N})$$

Lực làm việc lớn nhất

$$F_8 = F_0 + \frac{(L_8 - L_0) \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} \quad (\text{N})$$

12.2.2.7 Tính toán các thông số đầu ra của lò xo

Phần này chung cho tất cả các cách tính toán lò xo và các công thức được trình bày theo cùng thứ tự trong chương trình

Hệ số chiều cao của móc

$$k_0 = \frac{0}{D_2} \quad (-)$$

Hằng số lò xo

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} \quad (\text{N/mm})$$

Chiều dài phần cuộn vòng:

Lò xo không chịu kéo ban đầu

$$L_z = t \cdot n + d \quad (\text{mm})$$

Lò xo chịu kéo ban đầu

$$L_z = 1.03 (n + 1) d \quad (\text{mm})$$

Độ biến dạng lò xo chịu tải ban đầu

$$s_1 = L_1 - L_0 \quad (\text{mm})$$

Độ biến dạng tổng thể của lò xo

$$s_8 = L_8 - L_0 \quad (\text{mm})$$

Ứng suất xoắn của vật liệu lò xo ở trạng thái chịu tải ban đầu

$$\tau_1 = \frac{8 \cdot F_1 \cdot D \cdot K_w}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{MPa})$$

Ứng suất xoắn của vật liệu lò xo ở trạng thái chịu tải toàn phần

$$\tau_8 = \frac{8 \cdot F_8 \cdot D \cdot K_w}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{MPa})$$

Lực giới hạn của lò xo

$$F_9 = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau_A}{8 \cdot D \cdot K_w} \quad (\text{N})$$

Độ biến dạng ở tình trạng giới hạn

$$s_9 = \frac{F_9 - F_0}{k} \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

k : Hằng số lò xo (N/mm)

F_9 : Lực làm việc của lò xo ở mức giới hạn (N)

F_0 : Lực kéo ban đầu của lò xo (N)

Chiều dài giới hạn của lò xo

$$L_9 = L_0 + s_9 \quad (\text{mm})$$

Công biến dạng của lò xo

$$W_0 = \frac{(F_8 + F_0) \cdot s_8}{2000} \quad ((\text{J}))$$

Chiều dài phát triển của dây

$$l = 3.2 D n + l_0 \quad (\text{mm})$$

Trong đó chiều dài phát triển của móc:

Với bán móc

$$l_0 = \pi D + 4 \phi - 2 D - 2 d \quad (\text{mm})$$

Với móc toàn vòng

$$l_0 = 2 (\pi D - 2 d) \quad (\text{mm})$$

Với móc toàn vòng một bên

$$l_0 = 2 (\pi D - 2 d) \quad (\text{mm})$$

Với móc toàn vòng trung tâm

$$l_0 = 2 (\pi D - d) \quad (\text{mm})$$

Với móc dài (cao)

$$l_0 = \pi D + 2 \phi - D - 3 d \quad (\text{mm})$$

Với móc toàn vòng xoắn đôi

$$l_0 = 4 \pi D \quad (\text{mm})$$

Với móc toàn vòng xoắn một bên

$$l_0 = 4 \pi D \quad (\text{mm})$$

Với loại móc không xác định

$$l_0 = 0 \quad (\text{mm})$$

Khối lượng lò xo

$$m = \frac{\pi \cdot l \cdot d^2 \cdot \rho}{4 \cdot 10^9} \quad (\text{kg})$$

Tần số tự nhiên

$$f = \frac{d}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot D^2} \cdot \sqrt{\frac{G}{2 \cdot \rho}} \cdot 10^6 \quad (\text{Hz})$$

Kiểm tra tải trọng lò xo

$$\tau_s \leq u_s \tau_A$$

Ý nghĩa:

- d : Đường kính dây (mm)
- k : Hằng số lò xo (N/mm)
- D : Đường kính trung bình của lò xo (mm)
- D₁ : Đường kính ngoài của lò xo (mm)
- D₂ : Đường kính trong của lò xo (mm)
- F : Lực tác dụng lên lò xo (N)
- G : Môđun đàn hồi trượt của vật liệu lò xo (MPa)
- H : Độ biến dạng (mm)
- c : Chỉ số lò xo
- K_w : Hệ số điều chỉnh Wahl
- l : Chiều dài phát triển của dây (mm)
- L : Chiều dài nói chung của lò xo (mm)
- L_z : Chiều dài của phần cuộn vòng của lò xo (mm)
- m : Khối lượng lò xo (kg)
- n : Số vòng làm việc
- o : Chiều cao móc (mm)
- t : Bước vòng làm việc khi chưa chịu tải (mm)
- s : Độ biến dạng của lò xo nói chung (mm)
- u_s : Hệ số sử dụng của vật liệu
- ρ : Trọng lượng riêng của vật liệu lò xo (kg/m³)
- τ : Ứng suất xoắn của vật liệu lò xo nói chung (MPa)
- τ_A : Ứng suất xoắn cho phép của vật liệu lò xo (MPa)

12.2.3 Tính toán lò xo theo đơn vị hệ Anh

Các công thức cơ bản

Hệ số sử dụng của vật liệu, hệ số an toàn trong giới hạn mỏi.

Đường kính ngoài của lò xo

$$D_1 = D + d \quad (\text{in})$$

Trong đó:

D : Đường kính trung bình của lò xo (in)
 d : Đường kính dây (in)

Đường kính trong của lò xo

$$D_2 = D - d \quad (\text{in})$$

Trong đó:

D : Đường kính trung bình của lò xo (in)
 d : Đường kính dây (in)

Độ biến dạng làm việc

$$H = L_8 - L_1 = S_8 - S_1 \quad (\text{in})$$

Trong đó:

L_8 : Chiều dài của lò xo chịu tải toàn phần (in)
 L_1 : Chiều dài của lò xo chịu tải ban đầu (in)
 S_8 : Độ biến dạng của lò xo chịu tải toàn phần (in)
 S_1 : Độ biến dạng của lò xo chịu tải ban đầu (in)

Chiều cao móc lò xo

$$O = \frac{L_0 - L_z}{2} \quad (\text{in})$$

Trong đó:

L_0 : Chiều dài của lò xo chưa chịu tải
 L_z : Chiều dài phần cuộn vòng của lò xo

Chỉ số của lò xo : Là tỉ số của đường kính trung bình của vòng lò xo với đường kính dây

$$C = D/d$$

Trong đó:

D : Đường kính trung bình của lò xo (in)
 d : Đường kính dây (in)

Hệ số hiệu chỉnh Wahl

$$K_w = \frac{4 \cdot C - 1}{4 \cdot C - 4} + \frac{0,615}{C}$$

Trong đó:

C : Chỉ số lò xo (-)

Lực kéo ban đầu

$$F_0 = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau_0}{8 \cdot D \cdot K_w} \quad (\text{Lb})$$

Trong đó:

D : Đường kính trung bình của lò xo (in)
 d : Đường kính dây (in)
 τ_0 : Ứng suất ở trạng thái chịu tải ban đầu (PSi)
 K_w : Hệ số hiệu chỉnh Wahl

Lực tác dụng chung lên lò xo

$$F = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau}{8 \cdot D \cdot K_w} = \frac{G \cdot S \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} + F_0 \quad (\text{Lb})$$

Trong đó:

- d : Đường kính dây (in)
- τ : Ứng suất xoắn của vật liệu lò xo chịu tải toàn phần (PSi)
- D : Đường kính trung bình của lò xo (in)
- K_w : Hệ số hiệu chỉnh Wahl
- G : Môđun đàn hồi trượt của vật liệu lò xo (PSi)
- S : Độ biến dạng nói chung của lò xo (in)
- n : Số vòng làm việc
- F_0 : Lực nén ban đầu của lò xo (Lb)

Hằng số của lò xo

$$K = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} = \frac{F_8 - F_1}{H} \quad (\text{Lb/in})$$

Trong đó:

- G : Môđun đàn hồi trượt của vật liệu lò xo (PSi)
- d : Đường kính dây (in)
- D : Đường kính trung bình của lò xo (in)
- n : Số vòng làm việc
- F_8 : Lực làm việc lên lò xo chịu tải toàn phần (PSi)
- F_1 : Lực làm việc lên lò xo chịu tải tối thiểu (PSi)
- H : Độ biến dạng làm việc (in)

12.2.3.1 Tính toán thiết kế

Trong thiết kế lò xo, đường kính dây, số vòng và chiều dài chưa chịu tải L_0 của lò xo được thiết kế đối với loại tải trọng cụ thể và với các thông số kích thước lắp ráp.

$$\tau_0 = \frac{43500}{i} + 4350 \quad (\text{PSi})$$

Nếu lò xo được tính toán mà không khớp với bất kỳ đường kính dây nào với ứng suất τ_0 theo công thức trên, tính toán sẽ được thực hiện lại với giá trị ứng suất hiệu chỉnh ở trạng thái không chịu tải trong phạm vi:

$$\frac{43500}{i} \leq \tau_0 \leq \frac{43500}{i} + 8700 \quad (\text{PSi})$$

Lò xo chịu lực kéo ban đầu được thiết kế đối với giá trị trung bình của bước theo kinh nghiệm $t = 0,35 \cdot D$ (in)

Nếu lò xo đã được tính toán mà không khớp với bất kỳ đường kính dây nào của bước được chọn. Tính toán lò xo sẽ được thực hiện với giá trị bước hiệu chỉnh trong phạm vi gọi ý: $0,3 D \leq t \leq 0,4 D$ (in).

Thiết kế lò xo được dựa vào điều kiện bền $\tau_s \leq u_s \cdot \tau_A$ và các phạm vi của một vài thông số hình học được đề ra:

$$L_0 \leq D \text{ và } L_0 \leq 31,5 \text{ (in) và } 4 \leq D/d \text{ và } n \geq 2$$

12.2.3.2 Tải trọng, vật liệu và kích thước lắp ráp lò xo

Trước tiên các giá trị đầu vào cho việc tính toán được kiểm tra và tính toán. Tiếp theo, chiều dài của lò xo ở trạng thái không chịu tải được tính:

$$L_0 = \frac{L_1 \cdot (F_8 - F_0) - L_8 \cdot (F_1 - F_0)}{(F_8 - F_0)} \quad (\text{in})$$

Sau đó, đường kính dây, số vòng và các đường kính lò xo được tính toán sao cho móc lò xo theo đúng với loại móc được chọn. Các điều kiện bền và điều kiện hình học nêu trên cũng phải được thực hiện. Thiết kế lò xo phải theo đúng giá trị đường kính lò xo được giới hạn trong chỉ dẫn kỹ thuật. Nếu không như vậy, các giới hạn đường kính lò xo được tính theo các điều kiện hình học nêu trên đối với đường kính dây cho phép lớn nhất và bé nhất.

Tất cả các đường kính dây lò xo mà tuân theo những điều kiện sức bền và điều kiện thông số hình học đều được tính toán, bắt đầu từ giá trị bé nhất và thao tác cho đến giá trị lớn nhất. Chiều cao móc lò xo và số vòng được kiểm tra. Nếu tất cả các điều kiện được thực hiện, thiết kế sẽ được hoàn thành với các giá trị được chọn và một lò xo được thiết kế với đường kính dây tương thích khác.

Chiều cao móc lò xo tính toán phải nằm trong phạm vi $d \leq 0 \leq 30 d$. Loại móc thích hợp được chọn cho chiều cao móc tính toán. Để đạt được sự kết hợp giữa đường kính dây, số vòng, và đường kính lò xo chiều cao móc lò xo tính toán phù hợp với loại móc cơ bản thì móc toàn vòng được khảo sát trước, sau đó là móc toàn vòng có vị trí trung tâm và tiếp theo là các loại móc khác.

12.2.3.3 Tải trọng, vật liệu và đường kính lò xo xác định

Trước hết giá trị đầu vào để tính toán được kiểm tra. Tiếp theo đường kính dây, số vòng, chiều dài lò xo khi chưa chịu tải và các thông số lắp ráp được thiết kế, sao cho chiều cao móc lò xo theo đúng móc lò xo được chọn. Các điều kiện về sức bền và thông số hình học nêu trên được thực hiện.

Nếu một thông số lắp ráp L_1 hoặc L_8 được bắt đầu trong bảng chỉ dẫn kỹ thuật, hoặc giá trị độ biến dạng của lò xo khi làm việc bị hạn chế, thì thiết kế lò xo phải tuân theo điều kiện này. Nếu không như vậy, các giới hạn thông số lắp ráp và chiều dài lò xo khi chưa chịu tải phải được tính bởi các điều kiện thông số hình học nêu trên đối với đường kính lò xo xác định và đường kính dây cho phép tối thiểu và tối đa.

Công thức thiết kế một lò xo với đường kính dây xác định.

$$d = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_8 \cdot D \cdot K_w}{\pi \cdot \tau_8}} \quad (\text{mm})$$

Trong đó: $\tau_8 = 0.85 \tau_A$ được dùng cho trị số ứng suất xoắn đối với vật liệu lò xo, trong trạng thái chịu tải toàn phần. Nếu không có sự kết hợp phù hợp giữa các thông số lò xo được thiết kế cho đường kính dây này, tất cả các đường kính dây phù hợp được khảo sát. Bắt đầu với loại bé nhất và thao tác tới loại lớn nhất, các đường kính được thử để thiết kế số vòng mà có thể mang lại chiều cao móc phù hợp với điều kiện. Thiết kế được hoàn thành với các trị số lựa chọn, không cần xét đến các đường kính dây phù hợp khác, và lò xo được thiết kế với đường kính dây tối thiểu và số vòng tối thiểu.

Chiều cao móc lò xo tính toán phải nằm trong phạm vi $d \leq 0 \leq 30 d$. Loại móc phù hợp được chọn cho chiều cao móc được tính toán theo cách này. Để tìm ra sự kết hợp đúng giữa đường kính dây, số vòng, chiều dài lò xo khi chưa chịu tải, và các thông số lắp ráp mà mang lại chiều cao móc lò xo phù hợp với loại móc cơ bản, thì móc toàn vòng được khảo sát trước, tiếp đến là móc toàn vòng vị trí trung tâm, và tiếp đến là các loại móc khác.

12.2.3.4 Lực làm việc lớn nhất, vật liệu xác định, thông số lắp ráp và đường kính lò xo

Trước hết các giá trị đầu vào để tính toán được kiểm tra và tính toán. Sau đó, đường kính dây, số vòng, chiều dài lò xo chưa chịu tải và lực làm việc nhỏ nhất F_1 được thiết kế sao cho chiều cao móc lò xo theo đúng loại móc được chọn. Những điều kiện về độ bền và thông số hình học nêu trên cũng phải được thực hiện.

Công thức thiết kế lò xo có đường kính dây được xác định:

$$d = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_8 \cdot D \cdot K_w}{\pi \cdot \tau_8}} \quad (\text{mm})$$

Trong đó trị số $\tau_8 = 0.9 \tau_A$ được dùng đối với trị số của ứng suất xoắn của vật liệu lò xo, ở lò xo chịu tải toàn phần. Nếu sự kết hợp hợp lý giữa các thông số lò xo không thể thiết kế được đối với đường kính dây này, tất cả các đường kính dây phù hợp được khảo sát, (bắt đầu với loại bé nhất, thao tác cho tới loại lớn nhất) đối với số vòng mà có thể đem lại chiều cao móc phù hợp (thoả mãn) với các điều kiện đó. Thiết kế được kết thúc với các trị số được chọn, và lò xo được thiết kế với đường kính tối thiểu, không kể đến đường kính dây hợp lý khác.

12.2.3.5 Kiểm tra tính toán

Tính toán các trị số của thông số lắp ghép phù hợp với độ biến dạng làm việc đối với tải trọng, vật liệu và các thông số xác định. Trước hết, dữ liệu đầu vào được kiểm tra và tính toán, tiếp theo các thông số lắp ghép được tính, sử dụng các công thức sau:

Chiều dài của lò xo ở trạng thái chịu tải ban đầu

$$L_1 = L_0 + \frac{8 \cdot (F_1 - F_0) \cdot n \cdot D^3}{G \cdot d^4} \quad (\text{in})$$

Chiều dài của lò xo ở trạng thái chịu tải hoàn toàn

$$L_8 = L_0 + \frac{8 \cdot (F_8 - F_0) \cdot n \cdot D^3}{G \cdot d^4} \quad (\text{in})$$

Độ võng làm việc

$$H = L_8 - L_1 \quad (\text{in})$$

12.2.3.6 Tính toán các lực làm việc

Các lực được sinh ra trong lò xo ở các trạng thái làm việc của nó được tính toán đối với vật liệu, thông số lắp ghép và thông số lò xo. Trước hết, dữ liệu đầu vào được kiểm tra và tính toán, tiếp đến các lực làm việc được tính, sử dụng các công thức sau:

Lực làm việc nhỏ nhất

$$F_1 = F_0 + \frac{(L_1 - L_0) \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} \quad (\text{Lb})$$

Lực làm việc lớn nhất

$$F_8 = F_0 + \frac{(L_8 - L_0) \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D^3} \quad (\text{Lb})$$

12.2.3.7 Tính toán các thông số đầu ra của lò xo

Phần này chung cho tất cả các cách tính toán lò xo và các công thức được trình bày theo cùng thứ tự trong chương trình.

Hệ số chiều cao của móc

$$k_o = \frac{o}{D_2} \quad (-)$$

Hằng số lò xo

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} \quad (\text{Lb/in})$$

Chiều dài phân cuộn vòng:

Lò xo không chịu kéo ban đầu

$$L_z = t \cdot n + d \quad (\text{in})$$

Lò xo chịu kéo ban đầu

$$L_z = 1.03 (n + 1) d \quad (\text{in})$$

Độ biến dạng lò xo chịu tải ban đầu

$$s_1 = L_1 - L_0 \quad (\text{in})$$

Độ biến dạng tổng thể của lò xo

$$s_8 = L_8 - L_0 \quad (\text{in})$$

Ứng suất xoắn của vật liệu lò xo ở trạng thái chịu tải ban đầu

$$\tau_1 = \frac{8 \cdot F_1 \cdot D \cdot K_w}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{PSi})$$

Ứng suất xoắn của vật liệu lò xo ở trạng thái chịu tải toàn phần

$$\tau_8 = \frac{8 \cdot F_8 \cdot D \cdot K_w}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{PSi})$$

Lực giới hạn của lò xo

$$F_9 = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau_A}{8 \cdot D \cdot K_w} \quad (\text{Lb})$$

Độ biến dạng ở tình trạng giới hạn

$$s_9 = \frac{F_9 - F_0}{k} \quad (\text{in})$$

Trong đó:

- k : Hằng số lò xo (Lb/in)
 F_g : Lực làm việc của lò xo ở mức giới hạn (Lb)
 F_0 : Lực kéo ban đầu của lò xo (Lb)

Chiều dài giới hạn của lò xo

$$L_g = L_0 + s_g \quad (\text{in})$$

Công biến dạng của lò xo

$$W_g = \frac{(F_g + F_0) \cdot s_g}{24} \quad (\text{ftLb})$$

Chiều dài phát triển của dây

$$l = 3.2 D n + l_0 \quad (\text{in})$$

Trong đó chiều dài phát triển của móc:

Với bán móc

$$l_0 = \pi D + 4 o - 2 D - 2 d \quad (\text{in})$$

Với móc toàn vòng

$$l_0 = 2 (\pi D - 2 d) \quad (\text{in})$$

Với móc toàn vòng một bên

$$l_0 = 2 (\pi D - 2 d) \quad (\text{in})$$

Với móc toàn vòng trung tâm

$$l_0 = 2 (\pi D - d) \quad (\text{in})$$

Với móc dài (cao)

$$l_0 = \pi D + 2 o - D + 3 d \quad (\text{in})$$

Với móc toàn vòng xoắn đôi

$$l_0 = 4 \pi D \quad (\text{in})$$

Với móc toàn vòng xoắn một bên

$$l_0 = 4 \pi D \quad (\text{in})$$

Với loại móc không xác định

$$l_0 = 0 \quad (\text{in})$$

Khối lượng lò xo

$$m = \frac{\pi \cdot l \cdot d^2 \cdot \rho}{4 \cdot 12^3} \quad (\text{Lb})$$

Tần số tự nhiên

$$f = \frac{d}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot D^2} \cdot \sqrt{\frac{G \cdot g}{2 \cdot \rho \cdot 12^{-3}}} = \frac{d}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot D^2} \cdot \sqrt{\frac{G}{2 \cdot \rho}} \cdot 816,70558 \quad (\text{Hz})$$

Kiểm tra tải trọng lò xo

$$\tau_g \leq u_s \tau_A$$

Ý nghĩa:

- d : Đường kính dây (in)
- k : Hằng số lò xo (Lb/in)
- D : Đường kính trung bình của lò xo (in)
- D₁ : Đường kính ngoài của lò xo (in)
- D₂ : Đường kính trong của lò xo (in)
- F : Lực tác dụng lên lò xo (Lb)
- G : Môđun đàn hồi trượt của vật liệu lò xo (PSi)
- H : Độ biến dạng (in)
- c : Chỉ số lò xo
- K_w : Hệ số điều chỉnh Wahl
- l : Chiều dài phát triển của dây (in)
- L : Chiều dài nói chung của lò xo (in)
- L_z : Chiều dài của phần cuộn vòng của lò xo (in)
- m : Khối lượng lò xo (Lb)
- n : Số vòng làm việc
- o : Chiều cao móc (in)
- t : Bước vòng làm việc khi chưa chịu tải (in)
- s : Độ biến dạng của lò xo nói chung (in)
- u_s : Hệ số sử dụng của vật liệu
- ρ : Trọng lượng riêng của vật liệu lò xo (Lb/ft³)
- τ : Ứng suất xoắn của vật liệu lò xo nói chung (PSi)
- τ_A : Ứng suất xoắn cho phép của vật liệu lò xo (PSi)

12.2.3.8 Móc lò xo kéo



Chiều dài của một móc lò xo kéo


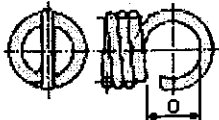
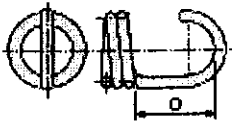

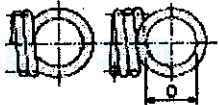
$$o = \frac{L_o - L_z}{2} \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

- L_o : Chiều dài của lò xo chưa chịu tải (mm)
- L_z : Chiều dài phần cuộn vòng của lò xo (mm)

Loại móc lò xo kéo thường được sử dụng nhất:

Loại móc và hướng dẫn kích thước	Hình vẽ
Bán móc o = 0.55 đến 0.8 D ₂	
Thông thường: d ≤ 6.3 mm, D ≥ 3.15 mm, i ≥ 9	
Móc vòng o = 0.8 đến 1.1 D ₂	
Sử dụng nói chung	

Móc vòng một bên $o \approx D_2$	
Khi chuyển động lực lệch khỏi trục dọc lò xo không gây vấn đề	
Móc vòng trung tâm (bên trong) $o = 1.05 \text{ đến } 1.2 D_2$	
Thông thường: $d \leq 10 \text{ mm}$, $i \geq 7$	
Móc dài (cao) $o = 1.2 D_2 \text{ đến } 30 d$	
Thường dùng cho: $d = 0.5 \text{ mm đến } 4 \text{ mm}$, $o \leq 100 \text{ mm}$	
Móc vòng xoắn đôi (cặp) $o \approx D$	
Sử dụng nói chung	
Móc vòng xoắn đôi một bên $o \approx D_2$	
Khi chuyển động lực lệch khỏi trục dọc lò xo không gây vấn đề	

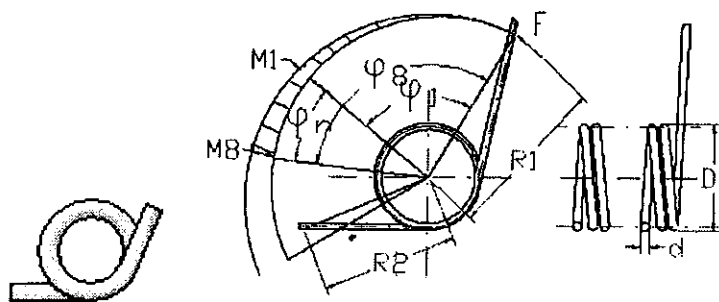
12.2.3.9 Hệ số sử dụng của vật liệu U_s

Hệ số này đưa ra quan hệ giữa ứng suất uốn của vật liệu lò xo ở trạng thái chịu tải trọng toàn phần và ứng suất uốn giới hạn cho phép, tức là: $u_s \approx \sigma_s / \sigma_A$. Trong trường hợp lò xo với cán móc bị uốn và ứng suất tại chỗ uốn của cán móc σ_{sr} là lớn hơn σ_s thì hệ số sử dụng bằng $u_s \approx \sigma_{sr} / \sigma_A$. Nếu trị số lớn hơn được chọn thì cần ít vật liệu hơn để chế tạo lò xo và khoảng lắp ráp cũng ít hơn, nhưng độ an toàn ổn định của lò xo trong quá trình làm việc lại thấp hơn, và ngược lại. Do đó, hệ số này thực chất là một trị số tương hỗ về độ an toàn. Với điều kiện làm việc bình thường, khi tải trọng làm uốn lò xo, thì trị số của hệ số sử dụng của vật liệu nên nằm trong phạm vi $u_s = 0.85 \dots 0.95$.

Trị số thấp hơn có thể dùng cho lò xo làm việc trong môi trường không thuận lợi, ở nhiệt độ cao hoặc là chịu tải trọng va đập.

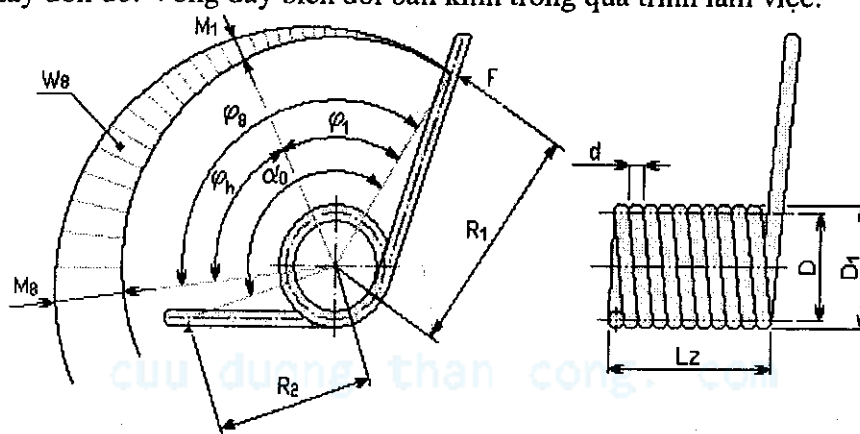
12.3 TÍNH TOÁN LÒ XO XOẮN

Giúp thiết kế và kiểm tra lò xo xoắn chế tạo từ dây luyện nguội hoặc thanh có tiết diện tròn. Bạn có thể nhập các lực, mômen, hoặc cánh tay đòn của lực. Phần tính toán bao gồm một bản liệt kê các vật liệu phù hợp với các loại lò xo này cùng với những đặc điểm độ bền của chúng.



12.3.1 Các khái niệm cơ bản

Lò xo xoắn có tối thiểu 1,5 vòng dây. Một lò xo xoắn có xu hướng chịu ngoại lực tác động lên mặt phẳng vuông góc với trục vòng cuộn, do vậy bao gồm một mômen xoắn theo hướng hoặc ngược hướng cuộn vòng. Mômen xoắn được tải thông thường bởi cánh tay đòn làm việc và cánh tay đòn đỡ. Vòng dây biến đổi bán kính trong quá trình làm việc.



Các thông số:

- d : Đường kính dây (mm, in)
- D : Đường kính trung bình của lò xo (mm, in)
- D_1 : Đường kính ngoài của lò xo (mm, in)
- L_z : Chiều dài phần cuộn vòng khi lò xo chưa chịu tải (mm, in)
- R_1 : Cánh tay đòn của lực tác động (mm, in)
- R_2 : Cánh tay đòn của lực đỡ (mm, in)
- M_1 : Mômen xoắn sinh ra do lò xo chịu tải ban đầu (Nm, Lbft)
- M_8 : Mômen xoắn sinh ra do lò xo chịu tải toàn phần (Nm, Lbft)
- W_8 : Công biến dạng sinh ra khi lò xo chịu tải toàn phần (J, ftLb)
- ϕ_1 : Biến dạng góc của cánh tay đòn làm việc trong tình trạng chịu tải ban đầu ($^\circ$)
- ϕ_8 : Biến dạng góc của cánh tay đòn làm việc trong tình trạng chịu tải toàn phần ($^\circ$)
- ϕ_h : Góc của kỳ làm việc ($^\circ$)
- p_0 : Góc của cánh tay đòn khi chưa chịu tải ($^\circ$)
- F : Lực tác động sinh ra trên cánh tay đòn R_1 (N, Lb)

Cuộn vòng:

- A. Phải (thông thường)
- B. Trái (phải thông báo bằng chữ)

Trạng thái (tình trạng)

- A. Tự do: Lò xo không chịu tải (chỉ số 0)
- B. Chịu tải ban đầu: Lực tác động nhỏ nhất tác động vào lò xo (chỉ số 1)
- C. Chịu tải toàn phần: Lực lớn nhất tác động vào lò xo (chỉ số 8)
- D. Giới hạn: Lò xo biến dạng tới độ dài phi tuyến (chỉ số 9)

Chú ý: Các biến gắn với các lò xo được trình bày ở đây cùng với các ký hiệu, hình dạng và đơn vị của chúng và cùng với công thức tính toán và chỉ dẫn thích hợp.

12.3.2 Tính toán lò xo kéo theo đơn vị hệ Mét

12.3.2.1 Các công thức cơ bản

Đường kính ngoài của lò xo

$$D_1 = D + d \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

- D : Đường kính trung bình của lò xo (mm)
- d : Đường kính dây (mm)

Đường kính trong của lò xo

$$D_2 = D - d \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

- D : Đường kính trung bình của lò xo (mm)
- d : Đường kính dây (mm)

Mômen xoắn đối với lò xo chịu tải ban đầu

$$M_1 = \frac{F_1 \cdot R_1}{1000} \quad (\text{Nm})$$

Trong đó:

- F_1 : Lực tác động đối với lò xo chịu tải ban đầu (N)
- R_1 : Cánh tay đòn của lực tác động (mm)

Mômen xoắn đối với lò xo chịu tải toàn phần

$$M_8 = \frac{F_8 \cdot R_1}{1000} \quad (\text{Nm})$$

Trong đó:

- F_8 : Lực tác động lớn nhất (N)
- R_1 : Cánh tay đòn của lực (mm)

Chỉ số của lò xo : Là tỉ số của đường kính trung bình của vòng lò xo với đường kính dây

$$i = D / d$$

Trong đó:

- D : Đường kính trung bình của lò xo (mm)
- d : Đường kính dây (mm)

Góc của hành trình làm việc

$$\varphi_h = \varphi_8 - \varphi_1 \quad (^\circ)$$

Trong đó:

φ_8 : Biến dạng góc của cánh tay đòn làm việc với lò xo chịu tải toàn phần (°)

φ_1 : Biến dạng góc của cánh tay đòn làm việc với trạng thái tải trọng ban đầu (°)

Biến dạng góc tối thiểu của cánh tay đòn làm việc

$$\varphi_1 = \frac{M_1}{k_\varphi} = \frac{M_1 \cdot \varphi_h}{M_8 - M_1} \quad (^\circ)$$

Trong đó:

M_1 : Mômen xoắn với lò xo chịu tải ban đầu (Nm)

k_φ : Độ xoắn lò xo (Nm/°)

φ_h : Góc của kỳ làm việc (°)

M_8 : Mômen xoắn đối với lò xo chịu tải toàn phần (Nm)

Biến dạng góc lớn nhất của cánh tay đòn làm việc

$$\varphi_8 = \frac{M_8}{k_\varphi} = \frac{M_8 \cdot \varphi_h}{M_8 - M_1} \quad (^\circ)$$

Trong đó:

M_8 : Mômen xoắn đối với lò xo chịu tải toàn phần (Nm)

k_φ : Độ xoắn lò xo (Nm/°)

φ_h : Góc của kỳ làm việc (°)

M_1 : Mômen xoắn với lò xo chịu tải ban đầu (Nm)

Hệ số tập trung ứng suất

$$K_f = \frac{4 \cdot i^2 - i - 1}{4 \cdot i \cdot (i - 1)}$$

Trong đó:

i : Chỉ số lò xo (-)

$i = D/d$: Đối với tính toán ứng suất uốn tại vòng làm việc

$i = \frac{2 \cdot r}{d} + 1$: Đối với tính toán ứng suất tại chỗ uốn cánh tay đòn

r : Bán kính uốn tại cánh tay đòn (bên trong) (mm)

d : Đường kính dây (mm)

Ứng suất vật liệu lò xo nói chung

$$\sigma = \frac{32 \cdot M \cdot K_f \cdot 1000}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{MPa})$$

Trong đó:

M : Mômen xoắn của lò xo nói chung (Nm)

K_f : Hệ số tập trung ứng suất (-)

d : Đường kính dây (mm)

Số vòng dây làm việc của lò xo

$$n = \frac{\pi \cdot \varphi \cdot E \cdot d^4 - 1220 \cdot M \cdot (R_1 + R_2) \cdot 1000}{3660 \cdot \pi \cdot D \cdot M \cdot 1000}$$

Trong đó:

- φ : Biến dạng góc của cánh tay đòn làm việc nói chung (°)
- E : Mômen đàn hồi (MPa)
- d : Đường kính dây (mm)
- M : Mômen xoắn cho lò xo nói chung (Nm)
- R_1 : Cánh tay đòn của lực làm việc (mm)
- R_2 : Cánh tay đòn của lực đỡ (mm)
- D : Đường kính trung bình của lò xo (mm)

12.3.2.2 Tính toán thiết kế

Đường kính dây, số vòng và đường kính được thiết kế sao cho theo đúng tải trọng, vật liệu và thông số lắp ghép xác định. Thiết kế lò xo với đường kính dây theo giá trị kinh nghiệm. Với lò xo có độ hở giữa các vòng dây, thiết kế xét điều kiện mà bước t giữa các rãnh hở khi không chịu tải nằm trong phạm vi $0.3 D \leq t \leq 0.5D$ (mm).

Thiết kế lò xo được dựa vào điều kiện sức bền ($\sigma_r \leq u_s \sigma_A$) và ($\sigma_{gr} \leq u_s \sigma_A$) và phạm vi theo kinh nghiệm của một vài thông số hình học của lò xo $L_z \leq 10 D$ và $L_z \leq 800$ mm và $4 \leq D/d \leq X$ và $n \geq 1.5$ và $1.2 d \leq t < D$ và $r \geq d$.

Trong đó:

Với lò xo có vòng dây xoắn chặt $X = 16$

Với lò xo có vòng dây xoắn lỏng $X = 10$

Dùng các thông số lò xo mà phù hợp với việc giải quyết thông số hình học đối với hình dạng và chiều dài cần móc xác định. Nếu được xác định bởi các hướng dẫn kỹ thuật, các thông số lò xo phải tuân theo bất kỳ thông số lắp ráp giới hạn nào, chẳng hạn như:

1. Tải trọng lớn nhất, vật liệu và thông số lắp ghép xác định của lò xo

Trước hết các giá trị (trị số) đầu vào để tính toán được kiểm tra và tính toán. Sau đó tải trọng bé nhất, tải trọng danh nghĩa lớn nhất và các thông số lắp ghép của lò xo được tính:

$$M_1 = \frac{M_8 \cdot \varphi_1}{\varphi_8} \quad (\text{Nm})$$

Trong đó:

- M_1 : Mômen xoắn đối với lò xo chịu tải ban đầu (Nm)
- M_8 : Mômen xoắn đối với lò xo chịu tải toàn phần (Nm)
- φ_1 : Biến dạng góc của tay đòn làm việc với trạng thái tải trọng ban đầu (°)
- φ_8 : Biến dạng góc của tay đòn làm việc với trạng thái tải trọng toàn phần (°)

Tiếp theo, đường kính dây và số vòng được thiết kế sao cho sau khi tính toán đường kính lò xo, các điều kiện sức bền và hình học nêu trên được thực hiện. Nếu trị số của đường kính lò xo bị giới hạn trong chỉ tiết kỹ thuật thì thiết kế lò xo phải tuân thủ theo điều kiện này. Nếu không như thế, các giới hạn của đường kính lò xo được xác định bởi (do) các điều kiện về hình học nêu trên đối với đường kính dây cho phép lớn nhất và nhỏ nhất.

Với lò xo có tay đòn móc (cần móc), bán kính hợp lí của chỗ uốn của tay đòn được tính toán.

Tất cả các đường kính dây của lò xo với điều kiện sức bền và hình học theo danh nghĩa được xét, những thiết kế tương ứng với đường kính dây tăng dần từ nhỏ nhất đến lớn nhất được tính toán. Tiếp theo, các điều kiện theo yêu cầu đối với số vòng dây được kiểm tra. Nếu tất cả các điều kiện được thỏa mãn, thiết kế được hoàn thành với các trị số được lựa chọn, và lò xo được thiết kế với đường kính dây nhỏ nhất có thể, số vòng ít nhất có thể, và đường kính lò xo nhỏ nhất.

2. Tải trọng danh nghĩa, vật liệu và góc biến dạng

Trước hết các trị số đầu vào để tính toán được kiểm tra. Với tải trọng theo danh nghĩa và góc biến dạng làm việc. Biến dạng góc của cánh tay đòn làm việc được tính ở bước tiếp theo.

Biến dạng nhỏ nhất của cánh tay đòn làm việc:

$$\varphi_1 = \frac{M_1 \cdot \varphi_h}{M_8 - M_1} \quad (^\circ)$$

Biến dạng lớn nhất của cánh tay đòn làm việc:

$$\varphi_8 = \frac{M_8 \cdot \varphi_h}{M_8 - M_1} \quad (^\circ)$$

Trong đó:

- φ_1 : Biến dạng góc của cánh tay đòn làm việc với trạng thái chịu tải ban đầu ($^\circ$)
- M_1 : Mômen xoắn đối với lò xo chịu tải ban đầu (Nm)
- φ_h : Góc của kỳ (trình) làm việc ($^\circ$)
- M_8 : Mômen xoắn với lò xo chịu tải toàn phần (Nm)
- φ_8 : Biến dạng góc của cánh tay đòn làm việc đối với lò xo chịu tải toàn phần ($^\circ$)

Tiếp theo, đường kính dây và số vòng được thiết kế sao cho sau khi tính toán đường kính lò xo thì sức bền và các điều kiện hình học được thoả mãn. Nếu trị số lò xo được giới hạn trong bản chỉ tiết kỹ thuật thì thiết kế lò xo phải phù hợp với điều kiện này. Nếu không như vậy, các giới hạn của đường kính lò xo được tính bởi các điều kiện hình học nêu trên với đường kính dây cho phép lớn nhất và bé nhất.

Với lò xo có cần móc, các bán kính của chỗ uốn phù hợp được thiết kế. Tất cả các đường kính dây phù hợp với điều kiện sức bền và hình học được xét, và các thiết kế tương ứng với các đường kính dây từ nhỏ nhất đến lớn nhất được tính. Tiếp theo, kiểm tra sự phù hợp với tất cả các điều kiện đòi hỏi đối với số vòng. Nếu tất cả các điều kiện được thoả mãn, thiết kế được hoàn thành với các trị số được chọn, không xét đến các đường kính dây có thể vẫn phù hợp, và lò xo được thiết kế với đường kính dây bé nhất, số vòng ít nhất, và đường kính lò xo bé nhất có thể.

3. Tải trọng danh nghĩa, vật liệu và đường kính lò xo

Trước hết, các trị số đầu vào để tính toán được kiểm tra. Tiếp theo, đường kính dây, số vòng và các thông số lắp ghép được thiết kế để thoả mãn các điều kiện sức bền và hình học nêu trên. Nếu trị số góc biến dạng làm việc được giới hạn trong bản chỉ tiết kỹ thuật thì thiết kế lò xo phải tuân theo điều kiện này. Nếu không, giới hạn và các thông số lắp ghép được tính bởi các điều kiện hình học nêu trên đối với đường kính lò xo danh nghĩa và đường kính dây cho phép nhỏ nhất hoặc lớn nhất.

Với lò xo có cần móc, bán kính chỗ uốn thích hợp được tính. Tất cả các đường kính dây phù hợp với điều kiện sức bền danh nghĩa và điều kiện hình học được xét và các thiết kế tương ứng với đường kính dây tăng dần từ nhỏ nhất đến lớn nhất được tính. Tiếp theo, kiểm tra sự phù hợp với các điều kiện đòi hỏi đối với số vòng. Nếu tất cả các điều kiện được thoả mãn, thiết kế được hoàn thành với các trị số được chọn, không xét đến các đường kính dây bé nhất, số vòng ít nhất, và đường kính lò xo ít nhất có thể.

4. Tải trọng danh nghĩa tối đa, vật liệu, đường kính lò xo, và góc biến dạng đặc biệt

Trước hết các trị số đầu vào tính toán được kiểm tra. Tiếp theo, đường kính dây, số vòng và biến dạng góc của cần đòn làm việc được tối đa hoá sao cho thoả mãn các điều kiện sức bền và hình học nêu trên. Chương trình tìm phần bé nhất của biến dạng góc lớn nhất của cần đòn làm việc φ_8 , xét yêu cầu của góc biến dạng bé nhất của cần đòn làm việc φ_1 bằng khoảng 2° .

Với lò xo có cần móc bán kính chỗ uốn phù hợp được tính cuối cùng, với tải trọng danh nghĩa lớn nhất và biến dạng góc thiết kế của cần đòn làm việc, tải trọng lò xo được tính:

$$M_1 = \frac{M_8 \cdot \varphi_1}{\varphi_8} \quad (\text{Nm})$$

Trong đó:

- M_1 : Mômen xoắn đối với lò xo chịu tải ban đầu (Nm)
- M_8 : Mômen xoắn đối với lò xo chịu tải toàn phần (Nm)
- φ_1 : Biến dạng góc của tay đòn làm việc với tải trạng thái tải trọng ban đầu (°)
- φ_8 : Biến dạng góc của tay đòn làm việc với tải trạng thái tải trọng toàn phần (°)

Tất cả các đường kính dây phù hợp với điều kiện sức bền và hình học được xét, và các thiết kế tương ứng với đường kính dây tăng dần từ nhỏ nhất đến lớn nhất được tính toán. Ở bước tiếp theo sẽ kiểm tra sự phù hợp với các điều kiện đòi hỏi đối với số vòng dây phù hợp. Nếu tất cả các điều kiện thoả mãn, thiết kế sẽ hoàn thành với trị số được chọn, không xét các đường kính lò xo vẫn có thể phù hợp, và lò xo được thiết kế với đường kính dây bé nhất, số vòng thấp nhất và đường kính lò xo nhỏ nhất có thể.

5. Kiểm tra sự tính toán

Tính toán các trị số phù hợp của các thông số lắp ghép với tải trọng danh nghĩa, vật liệu, và thông số lò xo. Trước hết dữ liệu đầu vào được kiểm tra và tính toán. Sau đó các thông số lắp ghép được tính dùng công thức sau:

$$\varphi_1 = \frac{3660 \cdot M_1 \cdot 1000 \cdot (\pi \cdot D \cdot n + R_1 / 3 + R_2 / 3)}{\pi \cdot E \cdot d^4} \quad (^\circ)$$

Trong đó:

- M_1 : Mômen xoắn với lò xo chịu tải ban đầu (Nm)
- D : Đường kính trung bình lò xo (mm)
- n : Số vòng dây làm việc
- R_1 : Cánh tay đòn của lực làm việc (mm)
- R_2 : Cánh tay đòn của lực đỡ (mm)
- E : Môđun đàn hồi (MPa)
- d : Đường kính dây (mm)
- M_8 : Mômen xoắn với lò xo chịu tải toàn phần (Nm)

Biến dạng góc tối đa của cần đòn làm việc

$$\varphi_8 = \frac{3660 \cdot M_8 \cdot 1000 \cdot (\pi \cdot D \cdot n + R_1 / 3 + R_2 / 3)}{\pi \cdot E \cdot d^4} \quad (^\circ)$$

Trong đó:

- M_1 : Mômen xoắn với lò xo chịu tải ban đầu (Nm)
- φ_1 : Biến dạng góc của cần đòn làm việc đối với tải trọng ban đầu (°)
- E : Môđun đàn hồi (MPa)
- d : Đường kính dây (mm)
- n : Số vòng dây làm việc
- R_1 : Cánh tay đòn của lực làm việc (mm)
- R_2 : Cánh tay đòn của lực đỡ (mm)

Góc của trình làm việc

$$\varphi_h = \varphi_8 - \varphi_1 \quad (^\circ)$$

Trong đó:

- M_x : Mômen xoắn với lò xo chịu tải toàn phần (Nm)
- φ_x : Biến dạng góc của cần đòn làm việc đối với tải trọng toàn phần (°)
- E : Môđun đàn hồi (MPa)
- d : Đường kính dây (mm)
- n : Số vòng dây làm việc
- R_1 : Cánh tay đòn của lực làm việc (mm)
- R_2 : Cánh tay đòn của lực đỡ (mm)

6. Tính toán các lực làm việc

Các lực tạo ra bởi lò xo trong các trạng thái làm việc được tính cho vật liệu, các thông số lắp ghép, và thông số lò xo. Trước hết, dữ liệu đầu vào được kiểm tra và tính toán, sau đó các lực làm việc được tính sử dụng các công thức sau:

$$M_1 = \frac{\pi \cdot \varphi_1 \cdot E \cdot d^4}{3660 \cdot (\pi \cdot D \cdot n + R_1 / 3 + R_2 / 3) \cdot 1000} \quad (\text{Nm})$$

$$F_1 = \frac{M_1 \cdot 1000}{R_1} \quad (\text{N})$$

Trong đó:

- M_1 : Mômen xoắn với lò xo chịu tải ban đầu (Nm)
- M_x : Mômen xoắn với lò xo chịu tải toàn phần (Nm)
- φ_1 : Biến dạng góc của cần đòn làm việc đối với tải trọng ban đầu (°)
- φ_x : Biến dạng góc của cần đòn làm việc đối với tải trọng toàn phần (°)
- φ_h : Góc của kỳ (trình) làm việc

Tải trọng làm việc lớn nhất

$$M_8 = \frac{\pi \cdot \varphi_8 \cdot E \cdot d^4}{3660 \cdot (\pi \cdot D \cdot n + R_1 / 3 + R_2 / 3) \cdot 1000} \quad (\text{Nm})$$

$$F_8 = \frac{M_8 \cdot 1000}{R_1} \quad (\text{N})$$

Trong đó:

- t : Bước giữa các vòng dây khi lò xo chùng (mm)
- d : Đường kính dây (mm)

7. Tính toán các thông số đầu ra của lò xo

Phần này chung cho tất cả các loại tính toán lò xo và các công thức được trình bày theo cùng thứ tự như trong chương trình.

Tỉ lệ (tỷ số) xoắn của lò xo

$$k\varphi = \frac{M_1}{\varphi_1} = \frac{M_8}{\varphi_8} = \frac{M_8 - M_1}{\varphi_h} \quad (\text{Nm/}^\circ)$$

Trong đó:

- t : Bước giữa các vòng dây khi lò xo chùng (mm)
- n : Số vòng làm việc
- d : Đường kính dây (mm)

Khoảng cách giữa các vòng với lò xo chùng

$$a = t - d \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

M_1 : Mômen xoắn với lò xo chịu tải ban đầu (Nm)

d : Đường kính dây (mm)

Chiều dài phần cuộn vòng với lò xo lỏng

Với lò xo cuộn chặt

$$L_{\text{v}} = 1.05 (n+1) d \quad (\text{mm})$$

Với lò xo cuộn lỏng

$$L_{\text{v}} = t n + d \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

M_8 : Momen xoắn với lò xo chịu tải toàn phần (Nm)

d : Đường kính dây (mm)

Ứng suất uốn của vật liệu lò xo tại các vòng làm việc với tải trọng làm việc bé nhất

$$\sigma_1 = \frac{32 \cdot M_1 \cdot K_f \cdot 1000}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{MPa})$$

Trong đó hệ số tập trung ứng suất K_f được tính với $i = D/d$

Ứng suất uốn của vật liệu lò xo tại chỗ uốn của cần móc với tải trọng làm việc bé nhất

$$\sigma_{1r} = \frac{32 \cdot M_1 \cdot K_f \cdot 1000}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{MPa})$$

Trong đó hệ số tập trung ứng suất K_f được tính với $i = 2r/d + 1$

Trong đó:

L_{v} : Chiều dài phần cuộn vòng với lò xo lỏng (mm)

d : Đường kính dây (mm)

φ_1 : Biến dạng góc của cần đòn làm việc với lò xo chịu tải toàn phần ($^\circ$)

Ứng suất uốn của vật liệu lò xo tại các vòng làm việc với tải trọng làm việc với chịu tải toàn phần ban đầu

$$\sigma_8 = \frac{32 \cdot M_8 \cdot K_f \cdot 1000}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{MPa})$$

Trong đó hệ số tập trung ứng suất K_f được tính với $i = D/d$

Ứng suất uốn của vật liệu lò xo tại chỗ uốn của cần móc với chịu tải toàn phần ban đầu

$$\sigma_{8r} = \frac{32 \cdot M_8 \cdot K_f \cdot 1000}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{MPa})$$

Trong đó hệ số tập trung ứng suất K_f được tính với $i = 2r/d + 1$

Trong đó:

D_1 : Đường kính ngoài lò xo (mm)

D_2 : Đường kính trong lò xo (mm)

φ_8 : Biến dạng góc của cần đòn làm việc với lò xo chịu tải toàn phần ($^\circ$)

n : Số vòng dây làm việc

Độ dài của số vòng lò xo trong trường hợp chịu tải toàn phần ban đầu đối với lò xo vòng dây xoắn chặt và tải trọng xoắn.

$$L_{z8} = L_z + \frac{d \cdot \varphi_8}{360} \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

- φ_8 : Biến dạng góc của cần đòn làm việc với lò xo chịu tải toàn phần ($^\circ$)
- σ_A : Ứng suất uốn cho phép của vật liệu lò xo (MPa)
- σ_8 : Ứng suất uốn của vật liệu lò xo khi chịu tải toàn phần ban đầu (MPa)

Đường kính ngoài lò xo khi chịu tải toàn phần ban đầu và khi chịu tải trọng xoắn

$$D_{18} = \frac{D_1}{1 - \frac{\varphi_8}{360 \cdot n}} \quad (\text{mm})$$

Đường kính trong lò xo khi chịu tải toàn phần ban đầu và khi chịu tải trọng xoắn

$$D_{28} = \frac{D_2}{1 + \frac{\varphi_8}{360 \cdot n}} \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

- φ_8 : Biến dạng góc của cần đòn làm việc với lò xo chịu tải toàn phần ($^\circ$)
- M_8 : Momen xoắn với lò xo chịu tải toàn phần (Nm)

Biến dạng góc giới hạn của cần đòn làm việc

$$\varphi_{\max} = \varphi_8 \cdot \frac{\sigma_A}{\sigma_8} \quad (^\circ)$$

Trong đó:

- D : Đường kính trung bình lò xo (mm)
- n : Số vòng làm việc
- R : Cánh tay đòn lực, trong trường hợp chung (mm)
- D_1 : Đường kính vòng ngoài lò xo (mm)
- d : Đường kính dây lò xo (mm)

Năng lượng biến dạng lò xo

$$W_8 = \frac{\pi \cdot \varphi_8 \cdot M_8}{360} \quad (\text{J})$$

Trong đó:

- L : Chiều dài dây (mm)
- d : Đường kính dây lò xo (mm)
- ρ : Tỷ trọng của vật liệu lò xo (kg/m^3)

Chiều dài dây lò xo

$$L = 3 \cdot 2D \cdot n + L_R \quad (\text{mm})$$

Trong đó L_R là chiều dài cánh tay đòn, khi:

Chiều dài của tay đòn xoắn thẳng

$$L_{Rt} \approx \sqrt{R^2 - \left(\frac{D}{2}\right)^2} + 2 \cdot d \quad (\text{mm})$$

Chiều dài tay đòn móc

$$L_{Rr} \approx R - \frac{D_1}{2} + 2 \cdot d \quad (\text{mm})$$

Trọng lượng lò xo

$$m = \frac{\pi \cdot L \cdot d^2 \cdot \rho}{4 \cdot 10^9} \quad (\text{kg})$$

Tải trọng kiểm nghiệm lò xo

$$\sigma_g \leq u_s \cdot \sigma_A \quad \text{và} \quad \sigma_{gr} \leq u_s \cdot \sigma_A$$

Trong đó:

- u_s : Hệ số sử dụng của vật liệu
- a : Khoảng cách trống giữa hai vòng lò xo (mm)
- d : Đường kính dây lò xo (mm)
- D : Đường kính trung bình lò xo (mm)
- D_1 : Đường kính ngoài lò xo (mm)
- D_2 : Đường kính trong lò xo (mm)
- E : Môđun đàn hồi (MPa)
- F : Lực tác động sinh ra trên cánh tay đòn R_1 (N)
- i : Chỉ số lò xo
- K_f : Hệ số tập trung ứng suất
- K_ϕ : Độ xoắn lò xo (Nm/°)
- r_1 : Bán kính uốn khi lực làm việc tác dụng lên cánh tay đòn (mm)
- r_2 : Bán kính uốn khi có lực đỡ lên cánh tay đòn (mm)
- R_1 : Cánh tay đòn của lực làm việc (mm)
- R_2 : Cánh tay đòn của lực đỡ (mm)
- l : Chiều dài của dây (mm)
- L_z : Chiều dài phần cuộn vòng với lò xo lỏng (mm)
- m : Khối lượng lò xo (kg)
- M : Mômen xoắn của lò xo nói chung (Nm)
- n : Số vòng làm việc của lò xo
- t : Bước của vòng lò xo ở trạng thái tự do (mm)
- ρ : Tỷ trọng của vật liệu lò xo (kg/m^3)
- ϕ : Góc biến dạng nói chung của vật liệu lò xo (°)
- ϕ_h : Góc của chu kỳ làm việc (°)
- σ : Ứng suất uốn nói chung của vật liệu lò xo (MPa)
- σ_A : Ứng suất uốn cho phép của vật liệu lò xo (MPa)

12.3.3 Tính toán lò xo xoắn theo đơn vị hệ Anh

12.3.3.1 Các công thức cơ bản

Đường kính ngoài của lò xo

$$D_1 = D + d \quad (\text{in})$$

Trong đó:

D : Đường kính trung bình của lò xo (in)

d : Đường kính dây (in)

Đường kính trong của lò xo

$$D_2 = D - d \quad (\text{in})$$

Trong đó:

D : Đường kính trung bình của lò xo (in)

d : Đường kính dây (in)

Mômen xoắn đối với lò xo chịu tải ban đầu

$$M_1 = \frac{F_1 \cdot R_1}{12} \quad (\text{Lbft})$$

Trong đó:

F_1 : Lực tác động đối với lò xo chịu tải ban đầu (Lb)

R_1 : Cánh tay đòn của lực tác động (in)

Mômen xoắn đối với lò xo chịu tải toàn phần

$$M_8 = \frac{F_8 \cdot R_1}{12} \quad (\text{Lbft})$$

Trong đó:

F_8 : Lực tác động lớn nhất (Lb)

R_1 : Cánh tay đòn của lực (in)

Chỉ số của lò xo : Là tỉ số của đường kính trung bình của vòng lò xo với đường kính dây

$$C = D / d$$

Trong đó:

D : Đường kính trung bình của lò xo (in)

d : Đường kính dây (in)

Góc của hành trình làm việc

$$\varphi_h = \varphi_8 - \varphi_1 \quad (^\circ)$$

Trong đó:

φ_8 : Biến dạng góc của cánh tay đòn làm việc với lò xo chịu tải toàn phần (°)

φ_1 : Biến dạng góc của cánh tay đòn làm việc với trạng thái tải trọng ban đầu (°)

Biến dạng góc tối thiểu của cánh tay đòn làm việc

$$\varphi_1 = \frac{M_1}{k_\varphi} = \frac{M_1 \cdot \varphi_h}{M_8 - M_1} \quad (^\circ)$$

Trong đó:

M_1 : Mômen xoắn với lò xo chịu tải ban đầu (Lbft)

k_φ : Độ xoắn lò xo (Lbft/°)

φ_h : Góc của kỳ làm việc (°)

M_8 : Mômen xoắn đối với lò xo chịu tải toàn phần (Lbft)

Biến dạng góc lớn nhất của cánh tay đòn làm việc

$$\varphi_8 = \frac{M_8}{k_\varphi} = \frac{M_8 \cdot \varphi_h}{M_8 - M_1} \quad (^\circ)$$

Trong đó:

M_8 : Mômen xoắn đối với lò xo chịu tải toàn phần (Lbft)

k_φ : Độ xoắn lò xo (Lbft/°)

φ_h : Góc của kỳ làm việc (°)

M_1 : Mômen xoắn với lò xo chịu tải ban đầu (Lbft)

Hệ số tập trung ứng suất

$$K_f = \frac{4 \cdot i^2 - i - 1}{4 \cdot i \cdot (i - 1)}$$

Trong đó:

i : Chỉ số lò xo

$i = D/d$: Đối với tính toán ứng suất uốn tại vòng làm việc

$i = \frac{2 \cdot r}{d} + 1$: Đối với tính toán ứng suất tại chỗ uốn cánh tay đòn

r : Bán kính uốn tại cánh tay đòn (bên trong) (in)

d : Đường kính dây (in)

Ứng suất vật liệu lò xo nói chung

$$\sigma = \frac{32 \cdot M \cdot K_f \cdot 12}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{PSi})$$

Trong đó:

M : Mômen xoắn của lò xo nói chung (Lbft)

K_f : Hệ số tập trung ứng suất

d : Đường kính dây (in)

Số vòng dây làm việc của lò xo

$$n = \frac{\pi \cdot \varphi \cdot E \cdot d^4 - 1220 \cdot M \cdot (R_1 + R_2) \cdot 12}{3660 \cdot \pi \cdot D \cdot M \cdot 12}$$

Trong đó:

φ : Biến dạng góc của cánh tay đòn làm việc nói chung (°)

E : Môđun đàn hồi (PSi)

d : Đường kính dây (in)

M : Mômen xoắn cho lò xo nói chung (Lbft)

R_1 : Cánh tay đòn của lực làm việc (in)

R_2 : Cánh tay đòn của lực đỡ (in)

D : Đường kính trung bình của lò xo (in)

12.3.3.2 Tính toán thiết kế

Đường kính dây, số vòng và đường kính được thiết kế sao cho theo đúng tải trọng, vật liệu và thông số lắp ghép xác định. Thiết kế lò xo với đường kính dây theo giá trị kinh nghiệm. Với lò xo có độ hở giữa các vòng dây, thiết kế xét điều kiện mà bước t giữa các rãnh hở khi không chịu tải nằm trong phạm vi $0.3 D \leq t \leq 0.5D$ (in).

Thiết kế lò xo được dựa vào điều kiện sức bền ($\sigma_s \leq u_s \sigma_A$) và ($\sigma_{sr} \leq u_s \sigma_A$) và phạm vi theo kinh nghiệm của một vài thông số hình học của lò xo $L_z \leq 10 D$ và $L_z \leq 31,5$ in và $4 \leq D/d \leq X$ và $n \geq 1,5$ và $1,2 d \leq t < D$ và $r \geq d$.

Trong đó:

Với lò xo có vòng dây xoắn chặt $X = 16$

Với lò xo có vòng dây xoắn lỏng $X = 10$

Dùng các thông số lò xo mà phù hợp với việc giải quyết thông số hình học đối với hình dạng và chiều dài cần móc xác định. Nếu được xác định bởi các hướng dẫn kĩ thuật, các thông số lò xo phải tuân theo bất kỳ thông số lắp ráp giới hạn nào, chẳng hạn như:

1. Tải trọng lớn nhất, vật liệu và thông số lắp ghép xác định của lò xo

Trước hết các giá trị đầu vào để tính toán được kiểm tra và tính toán. Sau đó tải trọng bé nhất, tải trọng danh nghĩa lớn nhất và các thông số lắp ghép của lò xo được tính:

$$M_1 = \frac{M_8 \cdot \varphi_1}{\varphi_8} \quad (\text{Lbft})$$

Trong đó:

M_1 : Mômen xoắn đối với lò xo chịu tải ban đầu (Lbft)

M_8 : Mômen xoắn đối với lò xo chịu tải toàn phần (Lbft)

φ_1 : Biến dạng góc của tay đòn làm việc với tải trạng thái tải trọng ban đầu ($^\circ$)

φ_8 : Biến dạng góc của tay đòn làm việc với tải trạng thái tải trọng toàn phần ($^\circ$)

Tiếp theo, đường kính dây và số vòng được thiết kế sao cho sau khi tính toán đường kính lò xo, các điều kiện sức bền và hình học nêu trên được thực hiện. Nếu trị số của đường kính lò xo bị giới hạn trong chi tiết kĩ thuật thì thiết kế lò xo phải tuân thủ theo điều kiện này. Nếu không như thế, các giới hạn của đường kính lò xo được xác định bởi các điều kiện về hình học nêu trên đối với đường kính dây cho phép lớn nhất và nhỏ nhất.

Với lò xo có tay đòn móc (cần móc), bán kính hợp lí của chỗ uốn của tay đòn được tính toán.

Tất cả các đường kính dây của lò xo với điều kiện sức bền và hình học theo danh nghĩa được xét, những thiết kế tương ứng với đường kính dây tăng dần từ nhỏ nhất đến lớn nhất được tính toán. Tiếp theo, các điều kiện theo yêu cầu đối với số vòng dây được kiểm tra. Nếu tất cả các điều kiện được thỏa mãn, thiết kế được hoàn thành với các trị số được lựa chọn, và lò xo được thiết kế với đường kính dây nhỏ nhất có thể, số vòng ít nhất có thể, và đường kính lò xo nhỏ nhất.

2. Tải trọng danh nghĩa, vật liệu và góc biến dạng

Trước hết các trị số đầu vào để tính toán được kiểm tra. Với tải trọng theo danh nghĩa và góc biến dạng làm việc. Biến dạng góc của cánh tay đòn làm việc được tính ở bước tiếp theo.

Biến dạng nhỏ nhất của cánh tay đòn làm việc:

$$\varphi_1 = \frac{M_1 \cdot \varphi_8}{M_8 - M_1} \quad (^\circ)$$

Biến dạng lớn nhất của cánh tay đòn làm việc:

$$\varphi_8 = \frac{M_8 \cdot \varphi_h}{M_8 - M_1} \quad (^\circ)$$

Trong đó:

- φ_1 : Biến dạng góc của cánh tay đòn làm việc với trạng thái chịu tải ban đầu ($^\circ$)
- M_1 : Mômen xoắn đối với lò xo chịu tải ban đầu (Lbft)
- φ_h : Góc của kỳ (trình) làm việc ($^\circ$)
- M_8 : Mômen xoắn với lò xo chịu tải toàn phần (Lbft)
- φ_8 : Biến dạng góc của cánh tay đòn làm việc đối với lò xo chịu tải toàn phần ($^\circ$)

Tiếp theo, đường kính dây và số vòng được thiết kế sao cho sau khi tính toán đường kính lò xo thì sức bền và các điều kiện hình học được thoả mãn. Nếu trị số lò xo được giới hạn trong bản chi tiết kỹ thuật thì thiết kế lò xo phải phù hợp với điều kiện này. Nếu không như vậy, các giới hạn của đường kính lò xo được tính bởi các điều kiện hình học nêu trên với đường kính dây cho phép lớn nhất và bé nhất.

Với lò xo có cần móc, các bán kính của chỗ uốn phù hợp được thiết kế. Tất cả các đường kính dây phù hợp với điều kiện sức bền và hình học được xét, và các thiết kế tương ứng với các đường kính dây từ nhỏ nhất đến lớn nhất được tính. Tiếp theo, kiểm tra sự phù hợp với tất cả các điều kiện đòi hỏi đối với số vòng. Nếu tất cả các điều kiện được thoả mãn, thiết kế được hoàn thành với các trị số được chọn, không xét đến các đường kính dây có thể vẫn phù hợp, và lò xo được thiết kế với đường kính dây bé nhất, số vòng ít nhất, và đường kính lò xo bé nhất có thể.

3. Tải trọng danh nghĩa, vật liệu và đường kính lò xo

Trước hết, các trị số đầu vào để tính toán được kiểm tra. Tiếp theo, đường kính dây, số vòng và các thông số lắp ghép được thiết kế để thoả mãn các điều kiện sức bền và hình học nêu trên. Nếu trị số góc biến dạng làm việc được giới hạn trong bản chi tiết kỹ thuật thì thiết kế lò xo phải tuân theo điều kiện này. Nếu không, giới hạn và các thông số lắp ghép được tính bởi các điều kiện hình học nêu trên đối với đường kính lò xo danh nghĩa và đường kính dây cho phép nhỏ nhất hoặc lớn nhất.

Với lò xo có cần móc, bán kính chỗ uốn thích hợp được tính. Tất cả các đường kính dây phù hợp với điều kiện sức bền danh nghĩa và điều kiện hình học được xét và các thiết kế tương ứng với đường kính dây tăng dần từ nhỏ nhất đến lớn nhất được tính. Tiếp theo, kiểm tra sự phù hợp với các điều kiện đòi hỏi đối với số vòng. Nếu tất cả các điều kiện được thoả mãn, thiết kế được hoàn thành với các trị số được chọn, không xét đến các đường kính dây bé nhất, số vòng ít nhất, và đường kính lò xo ít nhất có thể.

4. Tải trọng danh nghĩa tối đa, vật liệu, đường kính lò xo, và góc biến dạng đặc biệt

Trước hết các trị số đầu vào tính toán được kiểm tra. Tiếp theo, đường kính dây, số vòng và biến dạng góc của cần đòn làm việc được tối đa hoá sao cho thoả mãn các điều kiện sức bền và hình học nêu trên. Chương trình tìm phần bé nhất của biến dạng góc lớn nhất của cần đòn làm việc φ_8 , xét yêu cầu của góc biến dạng bé nhất của cần đòn làm việc φ_1 bằng khoảng 2° .

Với lò xo có cần móc bán kính chỗ uốn phù hợp được tính cuối cùng, với tải trọng danh nghĩa lớn nhất và biến dạng góc thiết kế của cần đòn làm việc, tải trọng lò xo được tính:

$$M_1 = \frac{M_8 \cdot \varphi_1}{\varphi_8} \quad (\text{Lbft})$$

Trong đó:

- M_1 : Mômen xoắn đối với lò xo chịu tải ban đầu (Lbft)
- M_8 : Mômen xoắn đối với lò xo chịu tải toàn phần (Lbft)
- φ_1 : Biến dạng góc của tay đòn làm việc với tải trọng thái tải trọng ban đầu ($^\circ$)
- φ_8 : Biến dạng góc của tay đòn làm việc với tải trọng thái tải trọng toàn phần ($^\circ$)

Tất cả các đường kính dây phù hợp với điều kiện sức bền và hình học được xét, và các thiết kế tương ứng với đường kính dây tăng dần từ nhỏ nhất đến lớn nhất được tính toán. Ở bước tiếp theo sẽ kiểm tra sự phù hợp với các điều kiện đòi hỏi đối với số vòng dây phù hợp. Nếu tất cả các điều kiện thoả mãn, thiết kế sẽ hoàn thành với trị số được chọn, không xét các đường kính lò xo vẫn có thể phù hợp, và lò xo được thiết kế với đường kính dây bé nhất, số vòng thấp nhất và đường kính lò xo nhỏ nhất có thể.

5. Kiểm tra sự tính toán

Tính toán các trị số phù hợp của các thông số lắp ghép với tải trọng danh nghĩa, vật liệu, và thông số lò xo. Trước hết dữ liệu đầu vào được kiểm tra và tính toán. Sau đó các thông số lắp ghép được tính dùng công thức sau:

$$\varphi_1 = \frac{3660 \cdot M_1 \cdot 12 \cdot (\pi \cdot D \cdot n + R_1 / 3 + R_2 / 3)}{\pi \cdot E \cdot d^4} \quad (^\circ)$$

Trong đó:

- M_1 : Mômen xoắn với lò xo chịu tải ban đầu (Lbft)
- D : Đường kính trung bình lò xo (in)
- n : Số vòng dây làm việc
- R_1 : Cánh tay đòn của lực làm việc (in)
- R_2 : Cánh tay đòn của lực đỡ (in)
- E : Môđun đàn hồi (PSi)
- d : Đường kính dây (in)
- M_8 : Mômen xoắn với lò xo chịu tải toàn phần (Lbft)

Biến dạng góc tối đa của cần đòn làm việc

$$\varphi_8 = \frac{3660 \cdot M_8 \cdot 12 \cdot (\pi \cdot D \cdot n + R_1 / 3 + R_2 / 3)}{\pi \cdot E \cdot d^4} \quad (^\circ)$$

Trong đó:

- M_1 : Mômen xoắn với lò xo chịu tải ban đầu (Lbft)
- φ_1 : Biến dạng góc của cần đòn làm việc đối với tải trọng ban đầu ($^\circ$)
- E : Môđun đàn hồi (PSi)
- d : Đường kính dây (in)
- n : Số vòng dây làm việc
- R_1 : Cánh tay đòn của lực làm việc (in)
- R_2 : Cánh tay đòn của lực đỡ (in)

Góc của trình làm việc

$$\varphi_h = \varphi_8 - \varphi_1 \quad (^\circ)$$

Trong đó:

- M_8 : Mômen xoắn với lò xo chịu tải toàn phần (Nm)
- φ_8 : Biến dạng góc của cần đòn làm việc đối với tải trọng toàn phần ($^\circ$)
- E : Môđun đàn hồi (MPa)
- d : Đường kính dây (in)
- n : Số vòng dây làm việc

- R_1 : Cánh tay đòn của lực làm việc (in)
 R_2 : Cánh tay đòn của lực đỡ (in)

6. Tính toán các lực làm việc

Các lực tạo ra bởi lò xo trong các trạng thái làm việc được tính cho vật liệu, các thông số lắp ghép, và thông số lò xo. Trước hết, dữ liệu đầu vào được kiểm tra và tính toán, sau đó các lực làm việc được tính sử dụng các công thức sau:

$$M_1 = \frac{\pi \cdot \phi_1 \cdot E \cdot d^4}{3660 \cdot (\pi \cdot D \cdot n + R_1 / 3 + R_2 / 3) \cdot 12} \quad (\text{Lbft})$$

$$F_1 = \frac{M_1 \cdot 12}{R_1} \quad (\text{Lb})$$

Trong đó:

- M_1 : Mômen xoắn với lò xo chịu tải ban đầu (Lbft)
 M_8 : Mômen xoắn với lò xo chịu tải toàn phần (Lbft)
 ϕ_1 : Biến dạng góc của cần đòn làm việc đối với tải trọng ban đầu (°)
 ϕ_8 : Biến dạng góc của cần đòn làm việc đối với tải trọng toàn phần (°)
 ϕ_h : Góc của kỳ (trình) làm việc (°)

Tải trọng làm việc lớn nhất

$$M_8 = \frac{\pi \cdot \phi_8 \cdot E \cdot d^4}{3660 \cdot (\pi \cdot D \cdot n + R_1 / 3 + R_2 / 3) \cdot 12} \quad (\text{Lbft})$$

$$F_8 = \frac{M_8 \cdot 12}{R_1} \quad (\text{Lb})$$

Trong đó:

- t : Bước giữa các vòng dây khi lò xo chùng (in)
 d : Đường kính dây (in)

7. Tính toán các thông số đầu ra của lò xo

Phần này chung cho tất cả các loại tính toán lò xo và các công thức được trình bày theo cùng thứ tự như trong chương trình.

Tỉ lệ (tỷ số) xoắn của lò xo

$$k\phi = \frac{M_1}{\phi_1} = \frac{M_8}{\phi_8} = \frac{M_8 - M_1}{\phi_h} \quad (\text{Lbft} / ^\circ)$$

Trong đó:

- t : Bước giữa các vòng dây khi lò xo chùng (in)
 n : Số vòng làm việc
 d : Đường kính dây (in)

Khoảng cách giữa các vòng với lò xo chùng

$$a = t - d \quad (\text{in})$$

Trong đó:

- M_1 : Mômen xoắn với lò xo chịu tải ban đầu (Lbft)
 d : Đường kính dây (in)

Chiều dài phần cuộn vòng với lò xo lỏng

Với lò xo cuộn chặt

$$L_z = 1.05 (n+1) d \quad (\text{in})$$

Với lò xo cuộn lỏng

$$L_z = t n + d \quad (\text{in})$$

Trong đó:

M_8 : Momen xoắn với lò xo chịu tải toàn phần (Lbft)

d : Đường kính dây (in)

Ứng suất uốn của vật liệu lò xo tại các vòng làm việc với tải trọng làm việc bé nhất

$$\sigma_1 = \frac{32 \cdot M_1 \cdot K_f \cdot 12}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{PSi})$$

Trong đó hệ số tập trung ứng suất K_f được tính với $i = D/d$

Ứng suất uốn của vật liệu lò xo tại chỗ uốn của cần móc với tải trọng làm việc bé nhất

$$\sigma_{1r} = \frac{32 \cdot M_1 \cdot K_f \cdot 12}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{PSi})$$

Trong đó hệ số tập trung ứng suất K_f được tính với $i = 2r/d + 1$

Trong đó:

L_z : Chiều dài phần cuộn vòng với lò xo lỏng (in)

d : Đường kính dây (in)

ϕ_1 : Biến dạng góc của cần đòn làm việc với lò xo chịu tải toàn phần (°)

Ứng suất uốn của vật liệu lò xo tại các vòng làm việc với tải trọng làm việc với chịu tải toàn phần ban đầu

$$\sigma_8 = \frac{32 \cdot M_8 \cdot K_f \cdot 12}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{PSi})$$

Trong đó hệ số tập trung ứng suất K_f được tính với $i = D/d$

Ứng suất uốn của vật liệu lò xo tại chỗ uốn của cần móc với chịu tải toàn phần ban đầu

$$\sigma_{8r} = \frac{32 \cdot M_8 \cdot K_f \cdot 12}{\pi \cdot d^3} \quad (\text{PSi})$$

Trong đó hệ số tập trung ứng suất K_f được tính với $i = 2r/d + 1$

Trong đó:

D_1 : Đường kính ngoài lò xo (in)

D_2 : Đường kính trong lò xo (in)

ϕ_8 : Biến dạng góc của cần đòn làm việc với lò xo chịu tải toàn phần (°)

n : Số vòng dây làm việc

Độ dài của số vòng lò xo trong trường hợp chịu tải toàn phần ban đầu đối với lò xo vòng dây xoắn chặt và tải trọng xoắn.

$$L_{z8} = L_z + \frac{d \cdot \phi_8}{360} \quad (\text{in})$$

Trong đó:

- φ_8 : Biến dạng góc của cần đòn làm việc với lò xo chịu tải toàn phần ($^{\circ}$)
 σ_A : Ứng suất uốn cho phép của vật liệu lò xo (PSi)
 σ_8 : Ứng suất uốn của vật liệu lò xo khi chịu tải toàn phần ban đầu (PSi)

Đường kính ngoài lò xo khi chịu tải toàn phần ban đầu và khi chịu tải trọng xoắn

$$D_{18} = \frac{D_1}{1 - \frac{\varphi_8}{360 \cdot n}} \quad (\text{in})$$

Đường kính trong lò xo khi chịu tải toàn phần ban đầu và khi chịu tải trọng xoắn

$$D_{28} = \frac{D_2}{1 + \frac{\varphi_8}{360 \cdot n}} \quad (\text{in})$$

Trong đó:

- φ_8 : Biến dạng góc của cần đòn làm việc với lò xo chịu tải toàn phần ($^{\circ}$)
 M_8 : Momen xoắn với lò xo chịu tải toàn phần (Lbft)

Biến dạng góc giới hạn của cần đòn làm việc

$$\varphi_{\max} = \varphi_8 \cdot \frac{\sigma_A}{\sigma_8} \quad (^{\circ})$$

Trong đó:

- D : Đường kính trung bình lò xo (in)
 n : Số vòng làm việc
 R : Cánh tay đòn lực, trong trường hợp chung (in)
 D_1 : Đường kính vòng ngoài lò xo (in)
 d : Đường kính dây lò xo (in)

Năng lượng biến dạng lò xo

$$W_8 = \frac{\pi \cdot \varphi_8 \cdot M_8}{360} \quad (\text{ftLb})$$

Trong đó:

- L : Chiều dài dây (in)
 d : Đường kính dây lò xo (in)
 ρ : Tỷ trọng của vật liệu lò xo (Lb/ft³)

Chiều dài dây lò xo

$$L = 3 \cdot 2D \cdot n + L_R \quad (\text{in})$$

Trong đó L_R là chiều dài cánh tay đòn, khi:

Chiều dài của tay đòn xoắn thẳng

$$L_{Rt} \approx \sqrt{R^2 - \left(\frac{D}{2}\right)^2} + 2 \cdot d \quad (\text{in})$$

Chiều dài tay đòn móc

$$L_{Rt} \approx R - \frac{D_1}{2} + 2 \cdot d \quad (\text{in})$$

Trọng lượng lò xo

$$m = \frac{\pi \cdot L \cdot d^2 \cdot \rho}{4 \cdot 12^3} \quad (\text{Lb})$$

Tải trọng kiểm nghiệm lò xo

$$\sigma_8 \leq u_s \cdot \sigma_A \quad \text{và} \quad \sigma_{8r} \leq u_s \cdot \sigma_A$$

Trong đó:

- u_s : Hệ số sử dụng của vật liệu
- a : Khoảng cách trống giữa hai vòng lò xo (in)
- d : Đường kính dây lò xo (in)
- D : Đường kính trung bình lò xo (in)
- D_1 : Đường kính ngoài lò xo (in)
- D_2 : Đường kính trong lò xo (in)
- E : Mô đun đàn hồi (PSi)
- F : Lực tác động sinh ra trên cánh tay đòn R_t (Lb)
- i : Chỉ số lò xo
- K_f : Hệ số tập trung ứng suất
- K_ϕ : Độ xoắn lò xo (Lbft/°)
- r_1 : Bán kính uốn khi lực làm việc tác dụng lên cánh tay đòn (in)
- r_2 : Bán kính uốn khi có lực đỡ lên cánh tay đòn (in)
- R_1 : Cánh tay đòn của lực làm việc (in)
- R_2 : Cánh tay đòn của lực đỡ (in)
- l : Chiều dài của dây (in)
- L_z : Chiều dài phần cuộn vòng với lò xo lỏng (in)
- m : Khối lượng lò xo (Lb)
- M : Mômen xoắn của lò xo nói chung (Lbft)
- n : Số vòng làm việc của lò xo
- t : Bước của vòng lò xo ở trạng thái tự do (in)
- ρ : Tỷ trọng của vật liệu lò xo (kg/m^3)
- ϕ : Góc biến dạng nói chung của vật liệu lò xo (°)
- ϕ_h : Góc của chu kỳ làm việc (°)
- σ : Ứng suất uốn nói chung của vật liệu lò xo (PSi)
- σ_A : Ứng suất uốn cho phép của vật liệu lò xo (PSi)

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

12.3.3.3 Vật liệu

Môđun đàn hồi chịu kéo theo đơn vị hệ Mét

Vật liệu lò xo xoắn	E (MPa)
Dây chấu chì từ thép cacbon	$20.5 \cdot 10^4$
Dây nhiệt luyện từ thép cacbon	$20 \cdot 10^4$
Dây ram hoặc nhiệt luyện từ thép hợp kim	$20 \cdot 10^4$
Dây tôi bằng cách chấu từ thép austenit crôm - niken chống ăn mòn	$17.5 \cdot 10^4$
Dây tôi bằng cách chấu từ đồng thanh thiếc	$10.5 \cdot 10^4$
Dây tôi bằng cách chấu từ đồng thau	$8.5 \cdot 10^4$

Môđun đàn hồi chịu kéo theo đơn vị hệ Anh

Vật liệu lò xo xoắn	E (PSi)
Dây chế tạo dây đàn QQ - W - 470	28 500 000
Dây thép ram đầu QQ - W - 428	28 500 000
Dây thép chấu cứng	28 600 000
Dây thép hợp kim crôm - vanadi	28 500 000
Dây thép hợp kim crôm - silicon	29 500 000
Thép không gỉ mác 302 và 304	28 000 000
Thép không gỉ 420	29 000 000
Thép không gỉ 431	29 500 000
Thép không gỉ 316	28 000 000
Thép không gỉ 17 - 7PH	29 500 000

12.3.3.4 Hệ số sử dụng của vật liệu U_s

Trị số này đưa ra quan hệ giữa ứng suất uốn của lò xo trong trạng thái tải toàn phần với ứng suất uốn cho phép. Chẳng hạn như $u_s \approx \sigma_w / \sigma_A$ hoặc $u_s \approx \sigma_{8T} / \sigma_A$. Nếu trị số lớn hơn được chọn, cần ít vật liệu hơn để chế tạo lò xo, các thông số lò xo và khoảng cách để lắp ráp ít hơn, nhưng độ ổn định của lò xo trong quá trình vận hành lại thấp hơn và ngược lại. Cho nên hệ số này là một trị số nghịch đảo của hệ số an toàn. Với chế độ vận hành thông thường, trị số của hệ số sử dụng của vật liệu được dùng theo kinh nghiệm trong phạm vi:

$$U_s = 0,9 \dots 0,99 \quad \text{Khi tải đặt lên vòng lò xo}$$

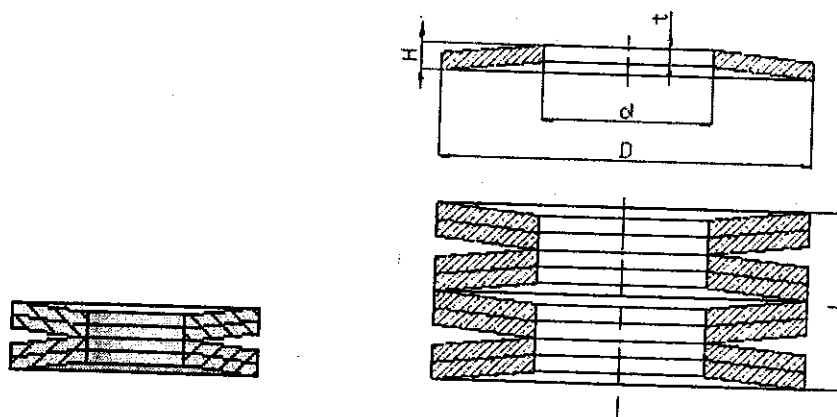
$$U_s = 0,85 \dots 0,95 \quad \text{Khi tải không đặt lên vòng lò xo}$$

Những trị số thấp hơn có thể dùng cho lò xo làm việc trong môi trường có tính ăn mòn, ở nhiệt độ cao hoặc tải trọng va đập.

12.4 LÒ XO ĐĨA HỘP

12.4.1 Thành phần chung lò xo đĩa hộp

Cho phép chúng ta thiết kế lò xo đĩa hộp và các bộ của chúng theo tiêu chuẩn BS. Lò xo có thể được tính theo đường kính trong (trên chốt định vị), hoặc theo đường kính ngoài (vỏ ngoài). Chương trình sẽ tìm các lò xo đĩa hộp tối ưu theo các điều kiện giới hạn cho trước, và chọn tự động loại máy cho chúng.



12.4.2 Tính toán cơ bản của lò xo đĩa hộp

Tính toán được thực hiện theo đơn vị mét hoặc theo đơn vị Anh. Với tiêu chuẩn ANSI tính toán sẽ được thực hiện theo đơn vị Anh.

Các thông số tính toán

Chiều dài không chịu tải của phần côn vát của lò xo

$$H = H - t \quad (\text{mm, in})$$

Trong đó:

H : Chiều dài không chịu tải (mm, in)

t : Chiều dày vật liệu (mm, in)

Hệ số / Tỷ số đường kính

$$\delta = \frac{D}{d}$$

Trong đó:

D : Đường kính ngoài (mm)

d : Đường kính trong (mm)

Hệ số tính toán α

$$\alpha = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2}{\frac{\delta+1}{\delta-1} - \frac{2}{\ln \delta}}$$

Hệ số tính toán β

$$\beta = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{6}{\ln \delta} \left(\frac{\delta-1}{\ln \delta} - 1 \right)$$

Hệ số tính toán γ

$$\gamma = \frac{\delta - 1}{\pi} \cdot \frac{3}{\ln \delta}$$

Biến dạng giới hạn của vòng đệm

$$s_m = h$$

(mm, in)

Trong đó:

h : Chiều dài không chịu tải (mm, in)

Lực khi biến dạng lớn nhất (ở mức biến dạng giới hạn)

$$F_{\max} = \frac{4E \cdot t^3 \cdot s_m}{(1 - \mu^2) \cdot \alpha \cdot D^2} \quad (\text{N, Lb})$$

Trong đó:

E : Môđun đàn hồi (MPa, PSi)
 t : Chiều dày vật liệu (mm, in)
 s_m : Biến dạng giới hạn (mm, in)
 μ : Hệ số poaxông
 α : Hệ số tính toán
 D : Đường kính ngoài (mm, in)

Lực gây do biến dạng

$$F = \frac{4E \cdot t^4}{(1 - \mu^2) \cdot \alpha \cdot D^2} \cdot \frac{s}{t} \cdot \left[\left(\frac{h}{t} - \frac{s}{t} \right) \cdot \left(\frac{h}{t} - \frac{s}{2t} \right) + 1 \right] \quad (\text{N, Lb})$$

Trong đó:

E : Môđun đàn hồi (MPa, PSi)
 t : Chiều dày vật liệu (mm, in)
 s : Độ biến dạng (mm, in)
 μ : Hệ số poaxông
 α : Hệ số tính toán
 D : Đường kính ngoài (mm, in)
 h : Chiều dài không chịu tải (mm, in)

Ứng suất áp lớn nhất khi lò xo biến dạng

$$\sigma = \frac{4E \cdot t \cdot s}{(1 - \mu^2) \cdot \alpha \cdot D^2} \cdot \left[\beta \cdot \left(\frac{h}{t} - \frac{s}{2t} \right) + \gamma \right] \quad (\text{MPa, PSi})$$

Trong đó:

E : Môđun đàn hồi (MPa, PSi)
 t : Chiều dày vật liệu (mm, in)
 s : Độ biến dạng (mm, in)
 μ : Hệ số poaxông

- α : Hệ số tính toán
 D : Đường kính ngoài (mm,in)
 h : Chiều dài không chịu tải (mm,in)
 β : Hệ số tính toán
 γ : Hệ số tính toán

Tổng số lò xo trong một bộ

$$\chi = n i$$

Trong đó:

- n : Số lò xo lắp đặt cùng hướng trong một bộ
 i : Số lò xo ngược hướng

Biến dạng của một bộ lò xo

$$z = i s$$

Trong đó:

- i : Số lò xo ngược hướng
 s : Độ biến dạng làm việc của lò xo (mm, in)

(mm,in)

Lực tác dụng lên lò xo

$$F = n F_1$$

(N,Lb)

Trong đó:

- n : Số lò xo lắp đặt cùng hướng trong một bộ
 F_1 : Lực tác dụng lên một vòng đệm (N, Lb)

Chiều dài lò xo khi bắt đầu đỡ

$$L_0 = i (h + n t)$$

Trong đó:

- i : Số lò xo ngược hướng
 h : Chiều dài không chịu tải của phần côn (mm,in)
 n : Số lò xo lắp đặt cùng hướng trong một bộ
 t : Chiều dày đĩa lò xo (mm, in)

(mm, in)

Chiều dài toàn bộ lò xo

$$L = L_0 - z$$

Trong đó:

- L_0 : Chiều dài lò xo khi bắt đầu đỡ (mm, in)
 z : Biến dạng của lò xo (mm, in)

(mm, in)

Giải thích các ký hiệu:

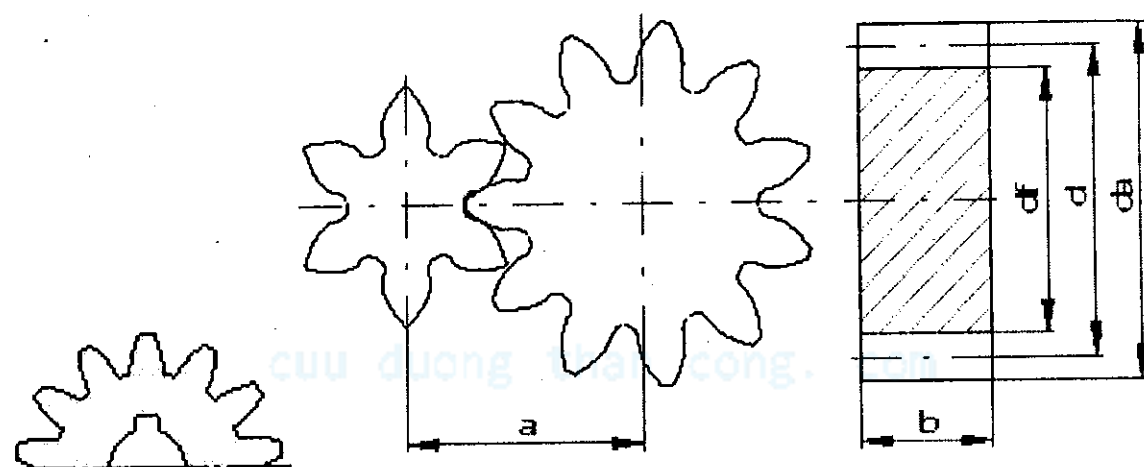
- D : Đường kính ngoài (mm,in)
 d : Đường kính trong (mm, in)
 E : Môđun đàn hồi (MPa, PSi)
 t : Chiều dày vật liệu (mm,in)
 s : Độ biến dạng (mm,in)
 F_1 : Lực tác dụng lên mỗi đĩa (MPa, PSi)
 h : Chiều dài không chịu tải (mm,in)
 n : Số lò xo lắp đặt theo một hướng
 i : Số lò xo ngược hướng
 μ : Hệ số poatxông

CHƯƠNG 13

BÁNH RĂNG

13.1 TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG TRỤ THẲNG

Tính toán các thông số của bộ truyền động bánh răng trụ, răng thẳng và răng xoắn. Bao gồm cả thiết kế môđun được dựa vào công suất đầu vào. Có thể kéo theo các kiểu dịch chỉnh khác nhau, bao gồm dịch chỉnh để cân bằng sự trượt. Tính toán chính xác khoảng cách trục. Tiến hành kiểm tra độ bền.



13.1.1 Thông số đầu vào

Kiểu truyền động - truyền động ăn khớp trong hoặc ngoài

Tỉ số truyền động và số răng $i = \frac{z_2}{z_1}$

Góc profin răng α

Góc nghiêng của răng β

Môđun m - là tỉ số của đường kính vòng chia trên số răng. Thông thường Môđun có nghĩa là tỉ số đường kính vòng chia trên số răng tính theo đơn vị milimét. Môđun tính theo đơn vị Anh là tỉ số vòng chia trên số răng tính theo đơn vị inchơ (nhập trị số Môđun đảo nên tính toán theo Inchơ - tiêu chuẩn ANSI).

Chiều cao đầu răng a^*

Khe hở hướng tâm

Góc lượn chân răng r_f^*

Chiều rộng của bộ truyền động b_1, b_2

Tổng hệ số dịch chỉnh $\Sigma x = x_1 + x_2$

13.1.2 Các tính toán thông số hình học

Phân bố hệ số dịch chỉnh cho bánh răng đơn

Thiết kế môđun và số răng

Thiết kế số răng

Thiết kế theo tính toán sức bền

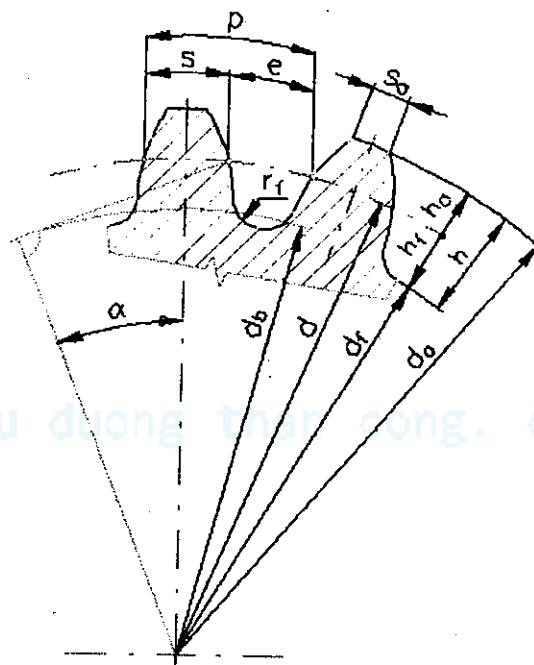
Tính toán góc nghiêng

Tính toán tổng hệ dịch chỉnh

Thiết kế chiều rộng bộ truyền động

Tính toán góc lượn chân răng lớn nhất

13.1.2.1 Thông số hình học



Số truyền động:

Với $i > 1$

$$u = 1$$

Với $i < 1$

$$u = 1 / i$$

Môđun tiếp tuyến

$$m_t = \frac{m}{\cos \beta}$$

Bước thông thường

$$p = \pi m$$

Bước hướng trục

$$p_t = \pi m_t$$

Bước cơ sở

$$p_{tB} = p_t \cos \alpha$$

Góc nghiêng trên mặt trụ cơ sở

$$\sin \beta_b = \sin \beta \cos \alpha$$

Góc profin răng hướng trục

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$$

Góc profin răng làm việc

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + 2 \frac{\Sigma x \operatorname{tg} \alpha}{z_1 + z_2}$$

Góc profin răng làm việc hướng trục

$$\operatorname{inv} \alpha_{tw} = \operatorname{inv} \alpha_t + \frac{2 \Sigma x}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha$$

Đường kính vòng chia

$$d_{1,2} = z_{1,2} m_i$$

Đường kính vòng cơ sở (vòng tròn mà từ đó tạo ra đường thân khai của răng)

$$d_{b1,2} = d_{1,2} \cos \alpha_i$$

Khoảng cách tâm theo lý thuyết (khoảng cách giữa các trục của bánh răng trụ thẳng song song với nhau).

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

Khoảng cách tâm thực tế

$$a_w = a \frac{\cos \alpha_i}{\cos \alpha_{tw}}$$

Hệ số giảm đầu (đỉnh) răng

$$\Delta y = \Sigma x - \frac{a_w - a}{m}$$

Đường kính vòng đỉnh

$$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2m(a^* + x_{1,2} - \Delta y)$$

Với bộ truyền ăn khớp trong cũng thực hiện kiểm tra độ dôi

$$km = 0.5 \left(\sqrt{d_2^2 + d_1^2 \sin^2 \alpha} - 2d_1 d_2 \sin^2 \alpha - d_{a2} \right)$$

Với $km > 0$ được thực hiện do giảm đỉnh răng $d_{a2} = d_{a2} - 2km$

Đường kính vòng chân

$$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2m(a^* + c^* - x_{1,2})$$

Đường kính vòng lăn

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{i+1}, \quad d_{w2} = 2a_w - d_{w1}$$

Chiều dày răng (thông thường được đo trên điều kiện vòng chia)

$$s_{1,2} = p/2 + 2mx_{1,2} \operatorname{tg} \alpha$$

Chiều rộng răng trên cung (đo thông thường)

$$s_{c1,2} = s_{1,2} \cos^2 \alpha$$

Chiều cao đầu răng phía trên cung

$$h_{c1,2} = \frac{d_{a1,2} - d_{1,2} - s_{c1,2} \operatorname{tg} \alpha}{2}$$

Chiều rộng đầu răng

$$s_{a1,2} = \frac{d_{a1,2}}{m} \left(\frac{s_{1,2}}{d_{1,2}} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_a \right)$$

Trong đó:

$$\cos \alpha_a = \frac{d_{1,2}}{d_{a1,2}} \cos \alpha$$

Chiều rộng làm việc của các bộ truyền động

$$b_w = \min(b_1, b_2)$$

Chiều rộng tương đối

$$\frac{b_w}{d_{1,2}}$$

Hệ số trùng khớp

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$$

Hệ số trùng khớp ngang

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \pm \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2a_w \sin \alpha_{tw}}{2p_{tb}}$$

Hệ số trùng khớp dọc

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin \beta}{p}$$

Dịch chỉnh bé nhất không còn

$$x_{a1,2} = a_0^* - \frac{1 - \frac{\cos \alpha}{\cos \left(\text{inv} \alpha + \frac{\pi}{2z_{1,2}} \right)}}{2 \cos \beta} \cdot z_{1,2}$$

Trong đó:

$$a_0^* = a^* + c^* - r_f^* (1 - \sin \alpha)$$

Dịch chỉnh bé nhất không có cắt chân răng

$$x_{b1,2} = a_0^* - \frac{z_{v1,2}}{2} \sin^2 \alpha$$

Dịch chỉnh bé nhất với cắt chân răng cho phép

$$x_{c1,2} = \frac{5}{6} a_0^* - \frac{z_{v1,2}}{2} \sin^2 \alpha$$

Kiểm tra thông số cung

$$W_{1,2} = ((z_w - 0.5)\pi + z_{1,2} \text{inv} \alpha_1) m \cos \alpha + 2x_{1,2} m \sin \alpha$$

Trong đó:

z_w : Số răng

Đối với số răng chẵn

$$M_{1,2} = D_{s1,2} + d_v$$

Đối với số răng lẻ

$$M_{1,2} = D_{s1,2} \cos(90/z_{1,2}) + d_v$$

Trong đó:

d_v : Đường kính trục lăn

$$D_{s1,2} = \frac{d_{b1,2}}{\cos \alpha_{D1,2}} : \text{Đường kính vòng tròn tâm quay}$$

$$\text{inv} \alpha_{D1,2} = \text{inv} \alpha_1 + \frac{d_v}{m z_{1,2} \cos \alpha} + \frac{s_{1,2}}{m z_{1,2}} - \frac{\pi}{z_{1,2}} : \text{Góc tiếp xúc}$$

13.1.2.2 Thiết kế môđun và số răng

Môđun cho truyền động bằng bánh răng ăn khớp ngoài

$$m = \frac{2a_w \cos \beta}{43 + 14i}$$

Môđun cho truyền động bằng bánh răng ăn khớp trong

$$m = \frac{2a_w \cos \beta}{25(i - 1)}$$

Số răng

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{m(i \pm 1)}, \quad z_2 = iz_1$$

Dấu (-) áp dụng cho truyền động bằng bánh răng trong (là bánh răng có răng trên bề mặt trong hình trụ). Các thông số khác được tính như trong phần cơ sở tính toán thông số hình học.

13.1.2.3 Tính toán góc xoắn

$$\cos \beta = \frac{m(z_1 + z_2)}{2a_w}$$

Các thông số khác được tính như trong phần "Tính toán thông số hình học cơ bản"

13.1.2.4 Tính toán tổng dịch chỉnh

Góc áp lực hướng trục

$$\text{tg} \alpha_t = \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta}$$

Góc áp lực làm việc hướng trục

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2a_w \cos \beta} \cos \alpha_t$$

Tổng hệ dịch chỉnh

$$\sum x = \frac{\text{inv} \alpha_{tw} - \text{inv} \alpha_t}{2 \text{tg} \alpha} (z_1 + z_2)$$

Các thông số khác được tính như trong phần "Tính toán thông số hình học cơ bản".

13.1.2.5 Sự phân bố hệ số dịch chỉnh đối với bánh răng

Người sử dụng:

Đầu vào của người sử dụng x_1, x_2

Tại tỉ số truyền động

$$x_1 = \frac{\sum x}{i+1}, \quad x_2 = \sum x - x_1$$

Tại tỉ số truyền động đảo chiều

$$x_2 = \frac{\sum x}{i+1}, \quad x_1 = \sum x - x_2$$

Với sự bù của trượt tương đối

Với sự lập của phương trình phi tuyến

$$\frac{1}{\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}}\right)^2 - 1}} - \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}}\right)^2 - 1}} + \frac{i-1}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}} = 0$$

Phương pháp Merrit

$$x_1 = 0.02(30 - z_1) + \frac{\sum x}{2}, \quad x_2 = \sum x - x_1$$

13.1.2.6 Tính toán góc lượn cực đại của chiều cao chân răng

Hệ số góc lượn chiều cao chân răng

$$r_f^* = \frac{C^*}{1 - \sin \alpha}$$

13.1.3 Tính toán sức bền

13.1.3.1 Trị số đầu vào

Công suất vào: P_1

Vận tốc đầu vào: n_1

Tỉ số truyền động: i

Hiệu suất truyền động: η

13.1.3.2 Trị số tính toán

Công suất đầu ra: $P_2 = P_1 \eta$

Vận tốc đầu ra: $n_2 = \frac{n_1}{i}$

1. Tính theo đơn vị theo hệ Mét

Mômen đầu vào

$$M_{k1} = \frac{30000P_1}{\pi n_1} \quad (\text{Nm})$$

Lực tiếp tuyến

$$F_t = \frac{2000M_{k1}}{d_1} \quad (\text{N})$$

Vận tốc vòng

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} \quad (\text{m/s})$$

Vận tốc cộng hưởng

$$n_{EI} = \frac{1.91 \cdot 10^7}{z_1 \cdot d_2} \cdot \sqrt{(1+u)^2 \cdot (0.75\epsilon_\alpha + 0.25)}$$

2. Tính theo tiêu chuẩn ANSI (Anh)

Mômen đầu vào

$$M_{k1} = 30 \frac{550P_1}{\pi n_1} \quad (\text{Lbft})$$

Lực tiếp tuyến

$$F_t = \frac{24M_{k1}}{d_1} \quad (\text{Lb})$$

Vận tốc vòng

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{720} \quad (\text{ft/s})$$

Vận tốc cộng hưởng

$$n_{EI} = \frac{7.52 \cdot 10^5}{z_1 \cdot d_2} \cdot \sqrt{(1+u)^2 \cdot (0.75\epsilon_\alpha + 0.25)}$$

3. Mômen đầu ra

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot \eta$$

4. Lực hướng tâm

$$F_r = F_t \tan \alpha_{tw}$$

5. Lực hướng trục

$$F_u = F_t \tan \beta$$

6. Lực pháp truyền

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cos \beta}$$

13.1.3.3 Tính toán độ bền theo tiêu chuẩn Bach

Được dựa vào cách tính dầm cố định đầu mút và tính toán rằng hợp lực tiếp tuyến có thể chịu được tải bởi một răng.

Tải trọng cho phép

$$F_{all} = \pi c b m \leq F_t$$

Trong đó:

$c = 0.065 \cdot \sigma_{Ab}$: Ứng suất cho phép của răng chịu uốn

σ_{Ab} : Ứng suất uốn cho phép (xem trị số ở bảng)

b : Chiều rộng bề mặt

m : Môđun - là tỉ số của đường kính vòng chia trên số răng. Thông thường, môđun có nghĩa là một tỉ số của đường kính vòng chia theo milimét trên số răng. Môđun theo đơn vị Anh là tỉ số của đường kính vòng chia theo inch trên số răng.

F_t : Lực tiếp tuyến tác động lên bộ truyền động

Hệ số an toàn

$$S = F_{all} / F_t$$

13.1.3.4 Tính toán độ bền theo phương pháp Merrit

Phương pháp này được dựa vào cách tính toán thanh cố định đầu. Cho rằng hợp lực tiếp tuyến có thể chỉ tải bởi một răng.

Tải trọng cho phép

$$F_{all} = \pi c_{min} b_w m \mu \leq F_t$$

Trong đó:

$c_{min} = \min(c_b, c_c)$: Ứng suất cho phép tối thiểu của răng
 b_w : Độ rộng làm việc của răng
 m : Môđun
 μ : Hệ số phụ thuộc vào độ chính xác (bảng trị số)
 F_t : Lực tiếp tuyến tác động lên răng
 Hệ số an toàn

Hệ số uốn

$$S = F_{all} / F_t$$

$$c_b = \frac{\sigma_{Ab} \cdot r_b}{y_b}$$

Trong đó:

σ_{Ab} : Ứng suất uốn cho phép (bảng trị số)
 r_b : Hệ số uốn theo vận tốc (bảng trị số)
 y_b : Hệ số uốn theo hình dạng (bảng trị số)
 Hệ số tiếp xúc

$$c_c = \frac{\sigma_{Ac} \cdot r_c}{U \cdot y_c}$$

Trong đó:

σ_{Ac} : Ứng suất uốn cho phép khi tiếp xúc (bảng trị số)
 r_c : Hệ số uốn theo vận tốc (bảng trị số)
 y_c : Hệ số uốn theo hình dạng (bảng trị số)
 $U = \left(\frac{m}{10}\right)^{0.2}$: Hệ số kích thước

13.1.3.5 Tính toán sức bền theo tiêu chuẩn CSN 01 4686, ISO 6336 và DIN 3991

Dựa vào tính toán dầm cố đầu cố định. Bao gồm nhiều yếu tố ảnh hưởng. Chỉ tính cho đơn vị hệ mét.

Hệ số an toàn:

Mỗi tiếp xúc

$$S_{H1,2} = \frac{\sigma_{Hlim1,2} \cdot Z_{N1,2} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V}{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{B1,2} \cdot Z_\delta \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}}}$$

Trong đó:

σ_{Hlim} : Giới hạn mỏi do tiếp xúc (giá trị vật liệu)
 F_t : Lực tiếp tuyến tác động ở răng
 b_w : Độ rộng bề mặt làm việc

Tiếp xúc trong khi tải trọng một lần

$$S_{HSt1,2} = \frac{\sigma_{HP\max 1,2}}{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{B1,2} \cdot Z_\delta \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot K_{AS}}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}}}$$

Trong đó:

$\sigma_{HP\max}$
 K_{AS}

: Ứng suất tiếp xúc cho phép (giá trị vật liệu)
: Hệ số quá tải một lần

Mỗi do uốn

$$S_{Ft1,2} = \frac{\sigma_{Flim1,2} \cdot Y_{A1,2} \cdot Y_{T1,2} \cdot Y_{N1,2} \cdot Y_{\delta1,2} \cdot Y_{X1,2}}{Y_{Fa1,2} \cdot Y_{Sa1,2} \cdot Y_{Sarell1,2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\delta \cdot \frac{F_t \cdot K_F \cdot K_{AS}}{b_{wF1,2} \cdot m}}$$

Trong đó:

σ_{Flim}

: Giới hạn mỏi chịu uốn (trị số vật liệu).

$b_{wF1,2} = \min(b_{1,2}, b_w + 2m)$: Chiều rộng bề mặt cho uốn

Uốn khi tải trọng một lần

$$S_{FS1,2} = \frac{\sigma_{FP\max 1,2} \cdot Y_{N1,2} \cdot Y_{X1,2}}{Y_{Fa1,2} \cdot Y_{Sa1,2} \cdot Y_{Sarell1,2} \cdot Y_\rho \cdot Y_\epsilon \cdot Y_K \cdot \frac{F_t \cdot K_F \cdot K_{AS}}{b_{wF1,2} \cdot m}}$$

Trong đó:

$\sigma_{FP\max}$: Ứng suất uốn cho phép lên chân răng

Tính toán hệ số

Z_N ... Tuổi bền phục vụ (cho tiếp xúc)

$$Z_{N1,2} = qH \sqrt{\frac{N_{Hlim1,2}}{N_{K1,2}}}$$

$1 \leq Z_N \leq 1.3$ thép thấm Nitơ

$1 \leq Z_N \leq 1.6$ các loại thép khác

Trong đó:

N_{Hlim}

: Số chu kỳ tải trọng cơ sở

$N_{K1,2} = 60 L_h n_{1,2}$

: Số chu kỳ tải trọng yêu cầu

Y_N ... Tuổi bền phục vụ (cho uốn)

$$Y_{N1,2} = qH \sqrt{\frac{N_{Flim1,2}}{N_{K1,2}}}$$

$1 \leq Y_N \leq 1.6$ thép thấm Nitơ

$1 \leq Y_N \leq 2.5$ các thép khác

Trong đó:

N_{Hlim}

: Số chu kỳ tải trọng cơ sở

$N_{K1,2} = 60 L_h n_{1,2}$

: Số chu kỳ tải trọng yêu cầu

Z_L ... Chất bôi trơn

Tiêu chuẩn DIN và ISO:

$$Z_L = C_{ZL} + 4(1 - C_{ZL}) 0.158$$

$$C_{ZL} = \sigma_{Hlim} / 4375 + 0.6357$$

$$\sigma_{Hlim} < 850 \quad C_{ZL} = 0.83$$

$$\sigma_{Hlim} > 1200 \quad C_{ZL} = 0.91$$

Z_k ... Hệ số kết cấu bề mặt cạnh răng

Z_v ... Vận tốc vòng

CSN

$$Z_v = 0.95 + 0.08 \log v$$

DIN và ISO

$$Z_v = C_{ZV} + 2 \frac{1 - C_{ZV}}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{v}}}$$

$$C_{ZV} = C_{ZL} + 0.02$$

Z_E ... Đặc tính cơ học của vật liệu

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}}$$

Trong đó:

μ : Hằng số Poisson

E : Mô đun đàn hồi

Z_H ... Hình dạng răng ăn khớp

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_i} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\tan \alpha_{tw}}}$$

Z_B ... Trùng khớp một cặp

Khi $\epsilon_\beta \geq 1$

$$Z_{B1,2} = 1$$

Khi $\epsilon_\beta = 0$

$$Z_{B1,2} = \frac{\tan \alpha_{tw}}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{a1,2}}{d_{b1,2}} \right)^2 - 1} - \frac{2\pi}{Z_{1,2}} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a2,1}}{d_{b2,1}} \right)^2 - 1} - (\epsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{Z_{2,1}} \right]}}$$

Khi $\epsilon_\beta < 1$

$$Z_{B1,2} = Z_{B0} - \epsilon_\beta (Z_{B0} - 1)$$

$$Z_{B0} = Z_{B1,2} \quad \text{khi} \quad \epsilon_\beta = 0$$

Z_δ ... Chiều dài các đường cong tiếp xúc

Khi $\varepsilon_\beta = 0$

$$Z_\delta = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$$

Khi $\varepsilon_\beta < 1$

$$Z_\delta = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha)(1 - \varepsilon_\beta)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}$$

Khi $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Z_\delta = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

Y_ε ... Hiệu ứng (ảnh hưởng) trùng khớp profin
CSN

Khi $\varepsilon_\beta < 1$

$$Y_\delta = 0.2 + \frac{0.8}{\varepsilon_\alpha}$$

Khi $\varepsilon_\beta \geq 1$

$$Y_\delta = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$$

DIN và ISO

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\varepsilon_\alpha}$$

Z_β ... Góc nghiêng (đối với tiếp xúc)

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta_m}$$

Y_β ... Góc nghiêng (đối với uốn)

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ}$$

CSN

$$Y_{\beta \min} = 1 - 0.25 \varepsilon_\beta \geq 0.75$$

DIN và ISO

$$\begin{aligned} \varepsilon_\beta &= 1 & \text{Với} & \varepsilon_\beta > 1 \\ \beta &= 30^\circ & \text{Với} & \beta > 30^\circ \end{aligned}$$

Z_X ... Độ dốc

Z_w ... Sự biến cứng khi gia công nguội

Y_X ... Độ dốc

Y_{Fa} ... Dạng răng

$$Y_{Fa} = 6 \cdot \frac{\frac{h_{Fa}}{m_n} \cdot \cos \alpha_{Fan}}{\left(\frac{s_{Fa}}{m_n} \right)^2 \cdot \cos \alpha}$$

Trong đó:

h_{Fa} : Cánh tay đòn của lực tác động lên đầu răng.

s_{Fn} : Độ dày của tiết diện nguy hiểm của chân răng của bộ truyền bánh răng xen kẽ.

α_{Fan} : Góc uốn ở đầu răng thẳng của bánh răng xen kẽ.

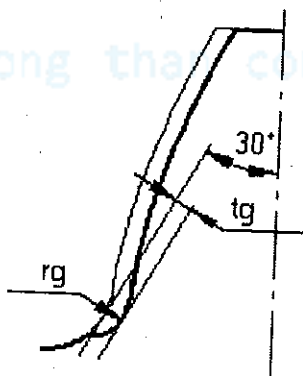
Y_{Sa} ... Tập trung ứng suất khi trùng khớp do đầu răng

$$Y_{Sa} = (1.2 + 0.13L_a) q_s^{exp}$$

$$exp = \frac{1}{1.21 + \frac{2.3}{L_a}}$$

Y_{Sarel} ... Ngấn (khía) phụ ở chân răng

$$Y_{Sarel} = \frac{1.3}{1.3 - 0.6 \sqrt{\frac{t_g}{r_g}}}$$



Y_s ... Hệ số nhảy cảm của ngấn (phụ thuộc vào vật liệu và bán kính cong của chuyển tiếp chân răng)

Y_R ... Cấu trúc bề mặt

K_H ... Tải trọng phụ (đối với tiếp xúc)

$$K_H = K_A K_{HV} K_{Hb} K_{Ha}$$

K_F ... Tải trọng phụ (đối với uốn)

$$K_F = K_A K_{FV} K_{Fb} K_{Fa}$$

K_A ... Lực động bên ngoài

K_{HV} ... Lực động bên trong (đối với tiếp xúc)

K_{FV} ... Lực động bên trong (đối với uốn)

$$K_{FV} = K_{HV} = 1 + \left(\frac{K_P}{K_A \cdot F_t / b_w} + K_Q \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1 + u^2}}$$

Đối với CSN: Khi $K_A F_t / b_w < 150$ thì $K_A F_t / b_w = 150$

Đối với DIN và ISO: Khi $K_A F_t / b_w < 100$ thì $K_A F_t / b_w = 100$

Trong đó: $K_p, K_Q \dots$ trị số theo bảng

$K_{H\beta} \dots$ Hệ số tải trọng bề mặt

Đối với CSN:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{C \cdot f_{ky}}{K_A \cdot K_{Hv} \cdot f_{z0}}$$

Trong đó:

$C = 0.4$ với răng có cạnh tòi cứng

$C = 0.3$ với bánh răng không tòi cứng

$$f_{z0} = \frac{F_t \cdot Z_e^2}{b_w \cdot c' \cdot \cos \alpha_t}$$

$$f_{ky} = |f_{sh1} + f_{sh2}| + f_{kz} - y_\beta$$

$$f_{kz} = \sqrt{0.98f_\beta^2 + f_y^2 + (f_x \cdot \tan \alpha_t)^2} \cdot \cos \alpha_t \cdot \cos \beta_b$$

$f_\beta, f_x, f_y \dots$ dung sai răng

$y_\beta \dots$ Trị số theo bảng

Đối với DIN và ISO:

$$\frac{b_w \cdot F_{\beta Y} \cdot C_Y}{2k_A \cdot h_{Hv} \cdot F_t} \geq 1$$

Khi
$$K_{H\beta} = 1 + \frac{b_w \cdot F_{\beta Y} \cdot C_Y}{2k_A \cdot h_{Hv} \cdot F_t}$$

Nếu không thì (< 1):

$$K_{H\beta} = \sqrt{\frac{2 \cdot b_w \cdot F_{\beta Y} \cdot C_Y}{k_A \cdot h_{Hv} \cdot F_t}}$$

$$F_{\beta Y} = F_{\beta x} \cdot \chi_\beta$$

Đối với răng có cạnh tòi cứng $\chi_\beta = 0.85$

$$\chi_\beta = 1 - \frac{320}{\sigma_{HLim}} \geq 0$$

Ngoài ra:

$$F_{\beta x} = 1.33f_{sh} + f_{ma}$$

$$c' = \frac{C_M C_R C_B \cos \beta_m}{q'} \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} \cdot \frac{1}{E_{Steel}}$$

$$q' = 0.04723 + 0.15551/z_{v1} + 0.25791/z_{v2} - 0.00635 x_1 - 0.11654 x_1/z_{v1} - 0.00193 x_2 - 0.24188 x_2/z_{v2} + 0.00529 x_1^2 + 0.00182 x_2^2$$

Khi $K_A F_t / b_w < 100$ giá trị có thể nội suy

$$c' = c' \left[(F_t \cdot K_A / b_w) / 100 \right]^{0.25} \quad \text{đối với ISO}$$

$$c' = c' \left[(F_t \cdot K_A / b_w) / 100 \right] \quad \text{đối với DIN}$$

$$C_M = 0.8$$

$C_R = 1$: đối với bánh răng đặc

$$C_B = [1 + 0.5(1.2 - h_r / m)] [1 - 0.02(20^\circ - \alpha)]$$

$$E_{\text{Steel}} = 206\,000 \text{ MPa}$$

$$c_\gamma = c'(0.75 \varepsilon_\alpha + 0.25)$$

$$f_{Sh1,2} = A_{1,2} \cdot \left(\frac{b_w}{d_{1,2}} \right)^2 \cdot [B_{1,2} + 0.7] + 0.3 \cdot \frac{F_t}{b_w} \cdot K_A \cdot K_{Hv}$$

A, B ... Tra bảng phụ thuộc vào sự sắp xếp của bánh răng, trục và vòng bi.

$K_{F\beta}$... Tải trọng bề mặt (đối với uốn)

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{NF}$$

Trong đó:

$$NF = \frac{(b_w / h)^2}{(b_w / h)^2 + (b_w / h) + 1}$$

$h = 2 m / \varepsilon_\alpha$: Với bộ truyền bánh răng trụ thẳng
 $h = 2m$: Với bộ truyền bánh răng nghiêng

$K_{F\alpha}$... Tải trọng ngang (đối với uốn)

Với $\varepsilon_\gamma < 2$:

$$K_{F\alpha} = \frac{\varepsilon_\gamma}{2} \cdot \left[0.9 + 0.4 \cdot \frac{c_\gamma \cdot b_w \cdot (|f_{pb}| - |y_\alpha|)}{F_t \cdot K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta}} \right]$$

Với $\varepsilon_\gamma > 2$:

$$K_{F\alpha} = 0.9 + 0.4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma}} \cdot \frac{c_\gamma \cdot b_w \cdot (|f_{pb}| - |y_\alpha|)}{F_t \cdot K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta}}$$

Giá trị giới hạn:

Đối với CSN:

$$1 < K_{F\alpha} < \varepsilon_\gamma$$

Đối với DIN và ISO:

$$1 \leq K_{F\alpha} \leq \frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\alpha \cdot Y_c}$$

$K_{H\alpha}$... Tải trọng đối chiều (tiếp xúc)

Đối với CSN:

$$K_{H\alpha} = 1 \text{ răng thẳng}$$

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} \text{ răng nghiêng}$$

Đối với DIN và ISO

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha}$$

Giá trị giới hạn

$$1 \leq K_{H\alpha} \leq \frac{\epsilon_{\gamma}}{\epsilon_{\alpha} \cdot Z_{\epsilon}^2}$$

13.1.3.6 Tính toán độ bền theo tiêu chuẩn ANSI

Dựa vào phương pháp tính toán dầm có đầu cố định. Bao gồm nhiều yếu tố ảnh hưởng chỉ tính cho đơn vị hệ Anh.

Hệ số an toàn mỗi đo tiếp xúc

$$k_{f1,2} = \frac{S_{f1,2} \cdot C_{L1,2} \cdot C_R}{C_P \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_V \cdot K_o \cdot K_{M1,2}}{b_w \cdot d_1 \cdot I}}}$$

Trong đó:

S_{fc} : Giới hạn mỗi đo tiếp xúc (giá trị vật liệu)

F_t : Lực tiếp tuyến tác động ở răng

b_w : Độ rộng bề mặt làm việc

Hệ số an toàn mỗi chịu uốn

$$k_{n1,2} = \frac{S_{n1,2} \cdot C_L \cdot C_G \cdot C_{S1,2} \cdot k_r \cdot k_t \cdot k_{ms1,2}}{\frac{F_t \cdot P \cdot \cos \beta}{b_{wF1,2} \cdot J_{1,2}} \cdot K_V \cdot K_o \cdot K_{m1,2}}$$

Trong đó:

σ_{Flim} : Giới hạn mỗi chịu uốn (giá trị vật liệu)

P : Giá trị môđun nghịch đảo

$b_{wF1,2} = \min(b_{1,2}, b_w + 2 \text{ m})$: Độ rộng bề mặt uốn

Các hệ số tính toán

C_P ... Hệ số đàn hồi

$$C_P = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}}$$

Trong đó:

μ : Hằng số Poisson (trị số vật liệu)

E : Môđun đàn hồi (trị số vật liệu)

I ... Hình học

$$I = \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}{2} \cdot \frac{u}{u + 1}$$

C_{Li} ... Tuổi thọ

C_R ... Độ tin cậy

K_V ... Động lực học

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

K_O ... Quá tải
 K_m ... Sự lắp ráp
 J ... Hình học
 C_L ... Lực
 C_G ... Độ dốc

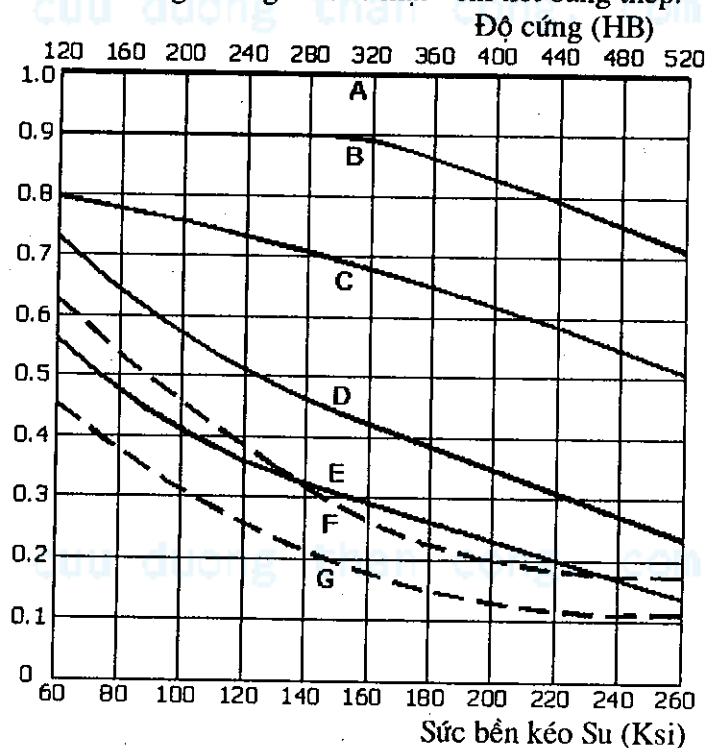
$C_G = 1$ với $P > 5$
 $C_G = 0.85$ với $P \leq 5$

C_S ... Bề mặt
 K_r ... Độ tin cậy
 K_t ... Nhiệt độ
 k_{ms} ... Giá trị trung bình ứng suất.
 Hệ số lắp ráp K_m

Đặc tính của gối đỡ	Độ rộng bề mặt (in)			
	0 đến 2	6	9	Trên 16
Lắp ráp chính xác, khe hở vòng bi nhỏ, biến dạng bé nhất, bánh răng chính xác	1,3	1,4	1,5	1,8
Lắp ráp cứng vững hơn, bánh răng chính xác hơn, tiếp xúc toàn bộ bề mặt răng	1,6	1,7	1,8	2,2
Độ chính xác và lắp ráp tiếp xúc toàn bộ bề mặt răng thật sự cao.	Trên 2,2			

13.1.4 Hệ số bề mặt C_s

Giảm giới hạn bền mỏi do gia công tinh bề mặt - chi tiết bằng thép.



Trong đó:

- A - Đánh bóng gương
- B - Mài mịn hoặc đánh bóng theo yêu cầu
- C - Gia công hoặc chuốt nguội

D - Cán nóng

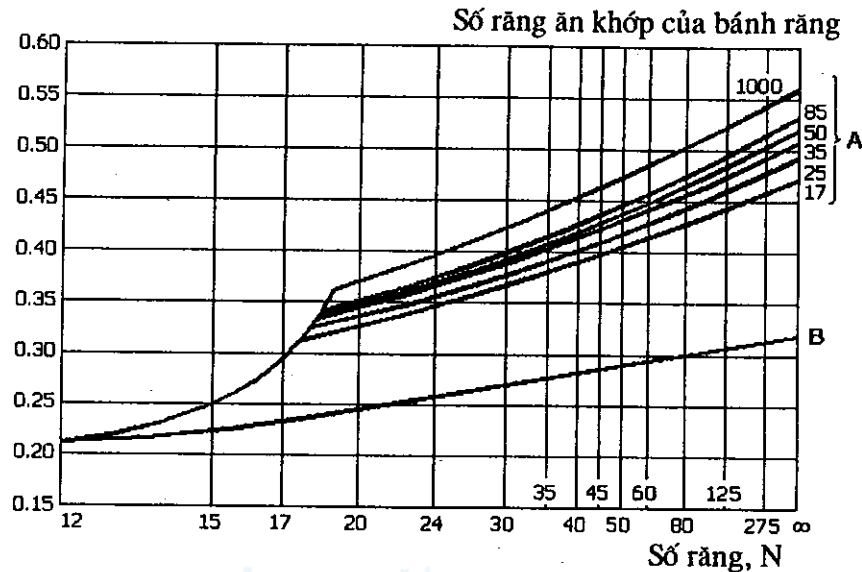
E - Rèn

F - Ăn mòn trong nước máy (nước bình thường)

G - Ăn mòn trong nước muối

13.1.5 Hệ số hình học J

Đối với bánh răng trụ răng thẳng tiêu chuẩn (dựa vào bán kính góc lượn của răng = $0,35/P$) từ bảng thông tin AGMA 225.01

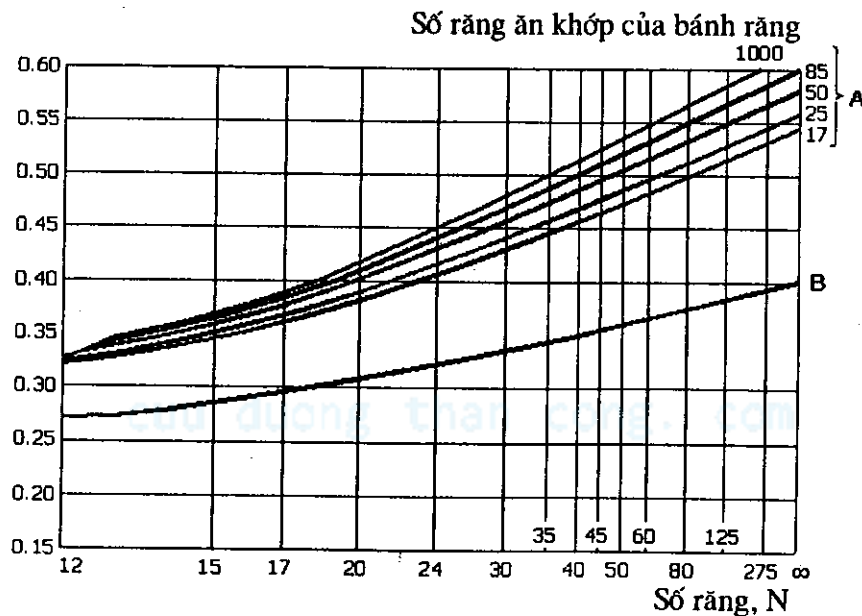


(a) Chiều sâu toàn phần 20°

Trong đó:

A - Tải trọng tác động lên điểm tiếp xúc một răng cao nhất (chung)

B - Lực tác động lên đầu răng (không chung)



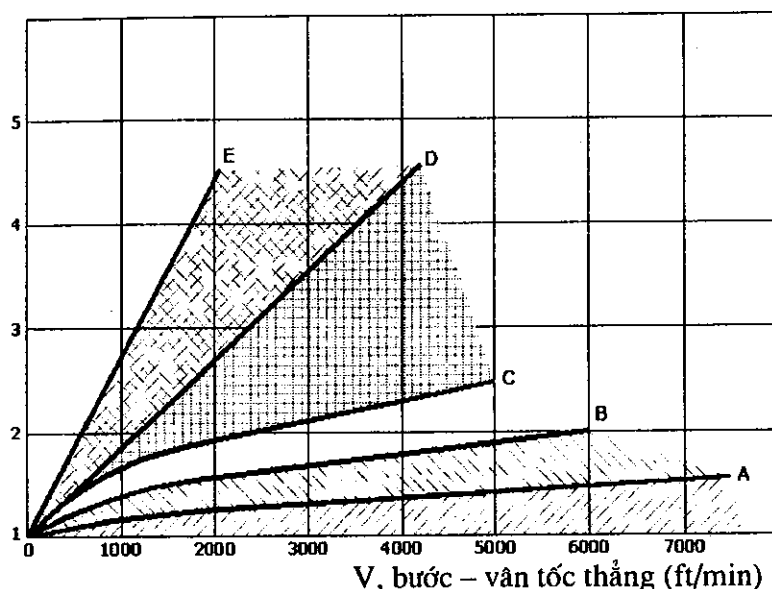
(b)

Trong đó:

A - Tải trọng tác động lên điểm tiếp xúc một răng cao nhất (chung)

B - Lực tác động lên đầu răng (không chung)

13.1.6 Hệ số động lực học Kv

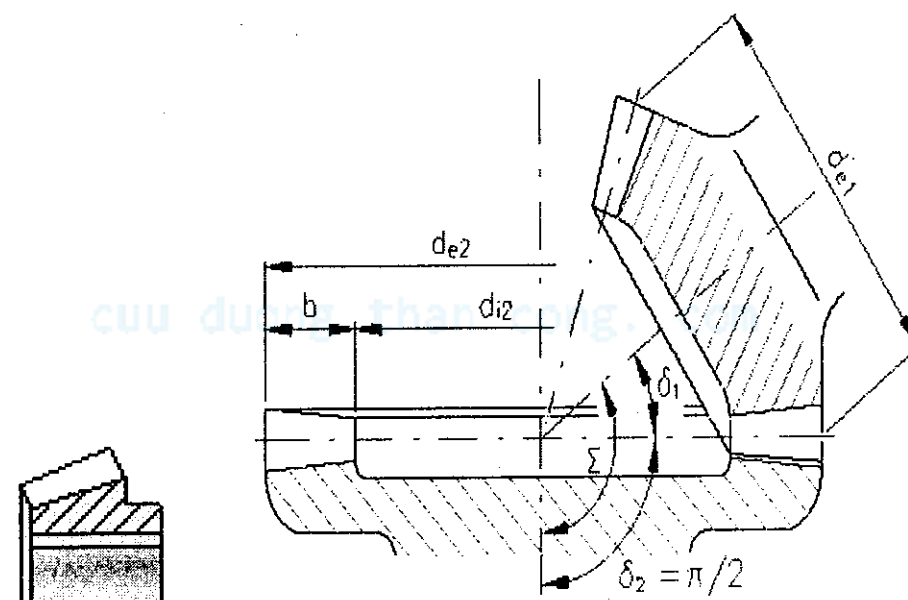


Trong đó:

- A : Độ chính xác cao, cà răng và mài
- A-B : Chính xác, cà răng và mài
- C-D : Phay chép hình, dao cà
- D-E : Phay chép hình, cắt tạo dáng

13.2 TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG NÓN

Giúp tính toán các thông số và kiểm tra độ bền của bộ truyền động bánh răng nón răng thẳng và xoắn. Bao gồm những tính toán về thông số hình học cùng với việc chọn các kiểu phân bố dịch chỉnh khác nhau, bao gồm độ dịch chỉnh để cân bằng độ trượt tương đối. Tính toán tất cả các thông số kích thước chế tạo và thông số kích thước kiểm tra chính, và độ lớn của lực tải. Tiến hành kiểm tra độ bền theo các tiêu chuẩn Bach, Merrit, CSN 0186 (ISO 6336) hoặc ANSI.



13.2.1 Cơ sở tính toán thông số hình học

Thông số đầu vào

Loại truyền động bánh răng - theo vị trí côn đầu và cuối

$$\text{Tỉ số truyền động và số răng } i = \frac{z_2}{z_1}$$

Góc profin α_t

Góc nghiêng của răng β_m

Góc trục Σ

Môđun tiếp trên côn ngoài m_{et}

Chiều cao đầu răng h_a^*

Khe hở hướng tâm c^*

Góc lượn chân răng r_f^*

Chiều rộng bề mặt b_1, b_2

Hệ số dịch chỉnh $x = x_1 = -x_2$

Hệ số thay đổi độ dày răng $x_1 = x_{11} = -x_{12}$

Tính toán thông số hình học bổ trợ

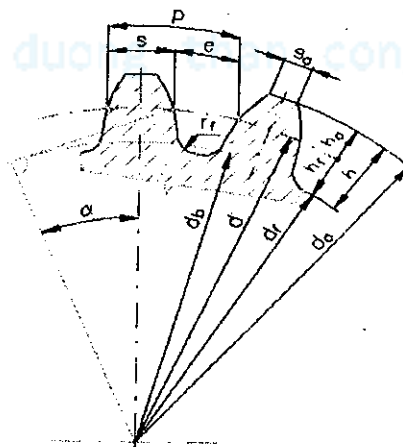
Phân bố dịch chỉnh cho bánh răng đơn

Thiết kế theo tính toán sức bền

Thiết kế chiều rộng bề mặt

Tính toán góc lượn chân răng lớn nhất

13.2.2 Tính toán các thông số



Góc profin pháp tuyến

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \operatorname{tg} \alpha_t \cos \beta_m$$

Góc côn chia

$$\delta_1 = \arctg \left(\frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma} \right) \cdot \delta_2 = \Sigma - \delta_1$$

Đường kính vòng chia ngoài

$$d_{e1,2} = m_{et} z_{1,2}$$

Chiều dài côn ngoài

$$R_e = \frac{d_{e1,2}}{2 \sin \delta_{1,2}}$$

Chiều dài côn trung bình

$$R_m = R_e - 0,5b$$

Chiều rộng mặt tương đối

$$\Psi_r = \frac{b}{R_e}$$

Môđun tiếp trung bình

$$m_{mt} = m_{et} \frac{R_m}{R_e}$$

Môđun pháp trung bình

$$m_{mn} = m_{mt} \cos \beta_m$$

Đường kính vòng chia trung bình

$$d_{m1,2} = m_{mt} z_{1,2}$$

Số răng thực

$$z_{v1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos \delta_{1,2}}$$

Số răng xen kẽ

$$z_{vn1,2} = \frac{z_{v1,2}}{\cos^3 \beta_m}$$

Tỉ số truyền động

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}}$$

Đường kính vòng chia

$$d_{v1,2} = \frac{d_{m1,2}}{\cos \delta_{1,2}}$$

Đường kính vòng cơ sở

$$d_{vb1,2} = d_{v1,2} \cos \alpha_t$$

Góc nghiêng tại hình trụ cơ sở

$$\sin \beta_b = \sin \beta_m \cos \alpha_n$$

Khoảng cách tâm

$$a_v = 0,5(d_{v1} + d_{v2})$$

Hệ số giảm chiều cao chân răng

$$k_{1,2} = 0,02(17 - z_{vn1,2})$$

Đối với $k > 0$ cắt ngắn chiều cao chân răng được chấp nhận

Chiều cao đầu răng

$$h_{ae1,2} = m_{et}(h_a^* + x_{1,2} - k_1)$$

Chiều cao chân răng

$$h_{fe1,2} = m_{et}(h_a^* + c^* - x_{1,2})$$

Đường kính vòng đỉnh

$$d_{ae1,2} = d_{e1,2} + 2h_{ae1,2} \cos \delta_{1,2}$$

Đường kính vòng chân

$$d_{fe1,2} = d_{e1,2} + 2h_{fe1,2} \cos \delta_{1,2}$$

Đường kính ngoài tại đầu bé

$$d_{a1,2} = d_{ae1,2} (1 - \psi_R)$$

Khoảng cách

$$A_{1,2} = R_e \cos \delta_{1,2} - h_{ae1,2} \sin \delta_{1,2}$$

Góc côn đầu răng (đỉnh răng)

$$\delta_{a1,2} = \delta_{1,2} + \arctg \left(\frac{h_{ae1,2}}{R_e} \right)$$

Góc côn chân răng

$$\delta_{f1,2} = \delta_{1,2} - \arctg \left(\frac{h_{fe1,2}}{R_e} \right)$$

Chiều dày răng (thông thường đo trên đường kính vòng chia)

$$s_{e1,2} = m_{en} \left(\frac{\pi}{2} + 2x_{1,2} \operatorname{tg} \alpha_t + x_{t1,2} \right)$$

Chiều rộng bề mặt theo cung

$$s_{ke1,2} = s_{e1,2} \cos^2 \alpha_t$$

Chiều cao đầu răng trên cung

$$h_{ke1,2} = h_{ae1,2} - \frac{s_{ke1,2} \operatorname{tg} \alpha_t}{2}$$

Chiều rộng đầu răng

$$s_{a1,2} = \frac{d_{ae1,2}}{m_{en}} \left(\frac{s_{e1,2}}{d_{e1,2}} + \frac{\operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_a}{\cos \delta_{1,2}} \right)$$

Trong đó:

$$\cos \alpha_a = \frac{d_{e1,2}}{d_{ae1,2}} \cos \alpha_t$$

Chiều rộng làm việc của bộ truyền động

$$b_w = b$$

Hệ số trùng khớp

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{va1}^2 - d_{vb1}^2} + \sqrt{d_{va2}^2 - d_{vb2}^2} - 2a_v \sin \alpha_t}{2\pi m_{mt} \cos \alpha_t}$$

$$\varepsilon_{\alpha n} = \frac{\varepsilon_\alpha}{\cos^2 \beta_b}$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{0.85b \sin \beta_m}{\Pi m_{mn}}$$

Dịch chỉnh bé nhất không có côn

$$x_{a_{1,2}} = h_{a0}^* - \frac{1 - \frac{\cos \alpha_t}{\cos \left(\text{inv} \alpha_t + \frac{\pi}{2z_{v1,2}} \right)}}{2 \cos \beta_m} \cdot z_{v1,2}$$

Trong đó:

$$h_{a0}^* = h_a^* + c^* - r_f^* (1 - \sin \alpha_t)$$

Dịch chỉnh bé nhất không có cắt chân răng

$$x_{b_{1,2}} = h_{a0}^* - \frac{z_{v1,2}}{2} \sin^2 \alpha_t$$

Dịch chỉnh bé nhất có cắt chân răng cho phép

$$x_{c_{1,2}} = \frac{5}{6} h_{a0}^* - \frac{z_{v1,2}}{2} \sin^2 \alpha_t$$

13.2.3 Sự phân bố hệ số dịch chỉnh đối với bánh răng đơn

Thực hiện bởi người sử dụng

Đầu vào X, X_t

Theo tiêu chuẩn DIN

$$X = \frac{14 - z_{v1}}{17}$$

Theo tiêu chuẩn Merrit

$$X = 0,02 \cdot (30 - z_{v1})$$

Tổng hợp

$$X = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{u^2} \right) \cdot \sqrt{\frac{\cos^2 \beta_m}{z_1}}, X_t = a + b \cdot (u - 2,5)$$

Trong đó:

a, b : Là các hằng số phụ thuộc đối với góc xoắn

Với độ hiệu chỉnh của trượt tương đối, chẳng hạn phép lập của phương trình không tuyến tính (phi tuyến).

$$\frac{1}{\sqrt{\left(\frac{d_{va1}}{d_{vb1}} \right)^2 - 1}} - \frac{u_v}{\sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{vb2}} \right)^2 - 1}} + \frac{u_{v-1}}{\text{tg} \alpha_1} = 0$$

Tính toán góc lượn cực đại của chân răng, đáy răng:

Hệ số góc lượn của đáy răng

$$r_t^* = \frac{c^*}{1 - \sin \alpha}$$

13.2.4 Tính toán các thành phần sức bền

Trị số đầu vào

Công suất vào: P_1

Vận tốc đầu vào: n_1

Tỉ số truyền động: i

Hiệu suất truyền động: η

Trị số tính toán

Công suất đầu ra: $P_2 = P_1 \eta$

Vận tốc đầu ra: $n_2 = \frac{n_1}{i}$

13.2.4.1 Đơn vị theo hệ Mét

Mômen đầu vào

$$M_{k1} = \frac{30000P_1}{\pi n_1} \quad (\text{Nm})$$

Lực vòng

$$F_t = \frac{2000M_{k1}}{d_1} \quad (\text{N})$$

Vận tốc vòng

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} \quad (\text{m/s})$$

Tốc độ cộng hưởng

$$n_{E1} = \frac{1,91 \cdot 10^7}{z_1 \cdot d_2} \cdot \sqrt{(1+u)^2 \cdot (0,75\varepsilon_\alpha + 0,25)}$$

13.2.4.2 Tính toán theo tiêu chuẩn ANSI (Anh)

Mômen đầu vào

$$M_{k1} = 30 \frac{550P_1}{\pi n_1} \quad (\text{Lbft})$$

Lực vòng

$$F_t = \frac{24M_{k1}}{d_1} \quad (\text{Lb})$$

Tốc độ vòng

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{720} \quad (\text{ft/s})$$

Tốc độ cộng hưởng

$$n_{E1} = \frac{7,52 \cdot 10^5}{z_1 \cdot d_2} \cdot \sqrt{(1+u)^2 \cdot (0,75\varepsilon_\alpha + 0,25)}$$

Mômen đầu ra

$$M_{k2} = M_{k1} i \eta$$

Lực hướng tâm

$$F_{r1,2a,b} = F_t (\operatorname{tg} \alpha_t \cos \delta_{1,2} \operatorname{tg} \beta_m \sin \delta_{1,2})$$

Lực dọc trục

$$F_{a1,2a,b} = F_t (\operatorname{tg} \alpha_t \sin \delta_{1,2} \pm \operatorname{tg} \beta_m \cos \delta_{1,2})$$

Lực pháp truyền

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cos \beta_m}$$

13.2.4.3 Tính toán độ bền theo tiêu chuẩn Bach

Được dựa vào phương pháp tính dầm cố định đầu mút. Tính hợp lực vành có thể chịu tải bởi một răng.

Tải trọng cho phép

$$F_{all} = \pi c b \xi m_{et} \geq F_t$$

Trong đó:

- $c = 0.065 \sigma_{Ah}$: Ứng suất cho phép của răng chịu uốn
 σ_{Ah} : Ứng suất cho phép (trị số ở bảng)
 b : Chiều rộng bề mặt
 m_{et} : Môđun
 F_t : Lực tiếp tuyến (lực vòng) tác động lên bộ truyền động
 $\xi = \frac{(1 - 0.5 \psi_R)^2}{K}$: Hệ số

Trong đó:

- $K = 1,4$: Với răng thẳng
 $K = 1,25$: Với răng xoắn

Hệ số an toàn

$$S = F_{all} / F_t$$

13.2.4.4 Tính toán độ bền theo tiêu chuẩn merrit

Được dựa vào phương pháp tính dầm cố định đầu mút. Tính hợp lực vành có thể chịu tải bởi một răng.

Tải trọng cho phép

$$F_{all} = \pi \cdot c_{min} \cdot b_w \cdot \xi \cdot m_{et} \cdot \mu \geq F_t$$

Trong đó:

- $c_{min} = \min(c_0, c_{all})$: Ứng suất cho phép của răng bé nhất
 b_w : Chiều rộng bề mặt làm việc
 m_{et} : Môđun
 μ : Hệ số phụ thuộc vào độ chính xác góc (trị số ở bảng)
 F_t : Lực tiếp tuyến (lực vòng) tác động lên răng bánh răng
 $\xi = \frac{(1 - 0.5 \psi_R)}{K}$: Hệ số

Trong đó:

- $K = 1,4$ với răng thẳng
 $K = 1,25$ với răng xoắn

13.2.5 Hệ số an toàn

$$S = F_{all} / F_t$$

13.2.6 Hệ số uốn

$$C_b = \frac{\sigma_{Ab} \cdot r_b}{Y_b}$$

Trong đó:

- σ_{Ab} : Ứng suất uốn cho phép (trị số ở bảng)
 r_b : Hệ số tốc độ uốn (trị số ở bảng)
 Y_b : Hệ số hình dạng uốn (trị số ở bảng)

13.2.7 Hệ số tiếp xúc

$$c_c = \frac{\sigma_{Ac} \cdot r_c}{U \cdot Y_c}$$

Trong đó:

- σ_{Ac} : Ứng suất tiếp xúc cho phép (trị số ở bảng)
 r_c : Hệ số tốc độ nén (trị số ở bảng)
 Y_c : Hệ số hình dạng nén (trị số ở bảng)

$$U = \left(\frac{m}{10} \right)^{0,2} : \text{Đánh giá hệ số}$$

13.2.8 Tính toán sức bền theo tiêu chuẩn CSN 01 4686, ISO 6336 và DIN 3991

Dựa vào tính toán dầm có đầu cố định. Bao gồm nhiều ảnh hưởng có thể truy cập chỉ có đơn vị mét.

13.2.8.1 Hệ số an toàn

Mỏi do tiếp xúc

$$S_{H1,2} = \frac{\sigma_{Hlim1,2} \cdot Z_{N1,2} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_{X1,2}}{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{B1,2} \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_K \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{b_w \cdot d_{ml}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}}}$$

Trong đó:

- σ_{Hlim} : Giới hạn mỏi do tiếp xúc
 F_t : Lực tiếp tuyến tác động ở răng
 b_w : Độ rộng bề mặt làm việc

Tiếp xúc khi chịu tải trọng một lần

$$S_{Hst1,2} = \frac{\sigma_{HP \max 1,2}}{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{B1,2} \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_K \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot K_{AS}}{b_w \cdot d_{ml}} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}}}$$

Trong đó:

- $\sigma_{HP \max}$: Ứng suất tiếp xúc cho phép (trị số của vật liệu)
 K_{AS} : Hệ số quá tải một lần

Mỏi do uốn

$$S_{F1,2} = \frac{\sigma_{Flim1,2} \cdot Y_{A1,2} \cdot Y_{T1,2} \cdot Y_{N1,2} \cdot Y_{\delta1,2} \cdot Y_{X1,2} \cdot Y_R}{Y_{Fa1,2} \cdot Y_{Sa1,2} \cdot Y_{Sarell,2} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_K \cdot \frac{F_t \cdot K_F}{b_{wF1,2} \cdot m_{mn}}}$$

Trong đó:

σ_{Flim} : Giới hạn mỏi do uốn (trị số của vật liệu).

$b_{wF1,2} = b$: Chiều rộng bề mặt cho uốn

Uốn khi chịu tải trọng một lần

$$S_{Fst1,2} = \frac{\sigma_{FPmax1,2} \cdot Y_{N1,2} \cdot Y_{X1,2}}{Y_{Fa1,2} \cdot Y_{Sa1,2} \cdot Y_{Sarell,2} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_K \cdot \frac{F_t \cdot K_F \cdot K_{AS}}{b_{wF1,2} \cdot m_{mn}}}$$

Trong đó:

σ_{FPmax} : Ứng suất uốn cho phép lên chân răng

13.2.8.2 Tính toán hệ số

Z_N ... Tuổi bền phục vụ (cho tiếp xúc)

$$Z_{N1,2} = q_H \sqrt{\frac{N_{Hlim1,2}}{N_{K1,2}}}$$

$1 \leq Z_N \leq 1.3$ thép thấm Nitơ

$1 \leq Z_N \leq 1.6$ các loại thép khác

Trong đó:

N_{Hlim} : Số chu kỳ tải trọng cơ sở

$N_{K1,2} = 60 L_n n_{1,2}$: Số chu kỳ tải trọng yêu cầu

Y_N ... Tuổi bền phục vụ (cho uốn)

$$Y_{N1,2} = q_F \sqrt{\frac{N_{Flim1,2}}{N_{K1,2}}}$$

$1 \leq Y_N \leq 1.6$ thép thấm Nitơ

$1 \leq Y_N \leq 2.5$ các thép khác

Trong đó;

N_{Flim} : Số chu kỳ tải trọng cơ sở

$N_{K1,2} = 60 L_n n_{1,2}$: Số chu kỳ tải trọng yêu cầu

Z_L ... Chất bôi trơn

DIN và ISO:

$$Z_L = C_{ZL} + 4(1 - C_{ZL}) 0.158$$

$$C_{ZL} = \sigma_{Hlim} / 4375 + 0.6357$$

Khi $\sigma_{Hlim} < 850$, $C_{ZL} = 0.83$

Khi $\sigma_{Hlim} > 1200$, $C_{ZL} = 0.91$

Z_R ... Hệ số kết cấu bề mặt cạnh răng

Z_V ... Vận tốc vành rìa

CSN:

$$Z_V = 0.95 + 0.08 \log v$$

DIN và ISO:

$$Z_V = C_{ZV} + 2 \frac{1 - C_{ZV}}{\sqrt{0.8 + \frac{32}{v}}}$$

$$C_{ZV} = C_{ZL} + 0.02$$

Z_E ... Đặc tính cơ học của vật liệu

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}}$$

Trong đó:

μ : Hệ số Poisson

E : Mô đun đàn hồi

Z_H ... Hình dạng răng ăn khớp

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\tan \alpha_{tw}}}$$

Z_B ... Trùng khớp một cặp

Khi $\epsilon_\beta = 0$

$$Z_{B1,2} = \frac{\tan \alpha_t}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va1,2}}{d_{vb1,2}} \right)^2 - 1} - \frac{2\pi}{Z_{v1,2}} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{va2,1}}{d_{vb2,1}} \right)^2 - 1} - (\epsilon_\alpha - 1) \frac{2\pi}{Z_{v2,1}} \right]}}$$

Khi $\epsilon_\beta \geq 1$; $Z_{B1,2} = 1$

Khi $\epsilon_\beta < 1$

$$Z_{B1,2} = Z_{B0} - \epsilon_\beta (Z_{B0} - 1)$$

$$Z_{B0} = Z_{B1,2} \quad \text{khi} \quad \epsilon_\beta = 0$$

Z_ϵ ... Chiều dài các đường cong tiếp xúc

Khi $\epsilon_\beta = 0$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$$

Khi $\epsilon_\beta < 1$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{(4 - \epsilon_\alpha)(1 - \epsilon_\beta)}{3} + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}$$

Khi $\epsilon_\beta \geq 1$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$$

Y_ϵ ... Ảnh hưởng trùng khớp profin
CSN:

Khi $\epsilon_\beta < 1$

$$Y_\epsilon = 0.2 + \frac{0.8}{\epsilon_\alpha}$$

Khi $\epsilon_\beta \geq 1$

$$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha}$$

DIN và ISO:

$$Y_\epsilon = 0.25 + \frac{0.75}{\epsilon_\alpha}$$

Z_β ... Góc nghiêng (đối với tiếp xúc)

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta_m}$$

Y_β ... Góc nghiêng (đối với uốn)

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta_m}{120^\circ} \geq Y_{\beta \min}$$

Khi CSN:

$$Y_{\beta \min} = 1 - 0.25 \epsilon_\beta \geq 0.75$$

DIN và ISO

Sử dụng $\epsilon_\beta = 1$ khi $\epsilon_\beta > 1$

Sử dụng $\beta = 30^\circ$ khi $\beta > 30^\circ$

Z_X ... Kích cỡ

Y_X ... Kích cỡ

Y_{Fa} ... Dạng răng

$$Y_{Fa} = 6. \frac{\frac{h_{Fa}}{m_n} \cdot \cos \alpha_{Fan}}{\left(\frac{s_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cdot \cos \alpha}$$

Trong đó:

h_{Fa} : Cánh tay đòn của lực tác động lên đầu răng

s_{Fn} : Độ dày của tiết diện nguy hiểm của chân răng của bộ truyền bánh răng xen kẽ

α_{Fan} : Góc uốn ở đầu răng thẳng của bánh răng xen kẽ

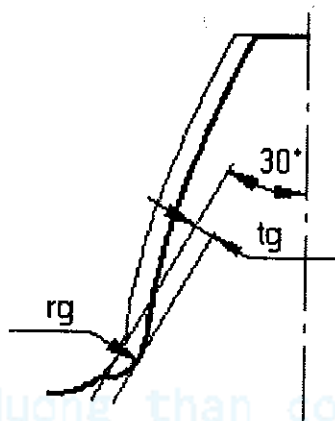
Y_{Sa} ... Tập trung ứng suất khi trùng khớp do đầu răng

$$Y_{Sa} = (1.2 + 0.13L_a) q_s^{\exp}$$

$$\exp = \frac{1}{1.21 + \frac{2.3}{L_a}}$$

Y_{Sarel} ... Ngấn (khía) phụ ở chân răng

$$Y_{Sarel} = \frac{1.3}{1.3 - 0.6 \sqrt{\frac{t_g}{r_g}}}$$



Y_δ ... Hệ số nhạy cảm của ngấn (phụ thuộc vào vật liệu và bán kính cong của chuyển tiếp chân răng).

Y_R ... Cấu trúc bề mặt

K_H ... Tải trọng phụ (đối với tiếp xúc)

$$K_H = K_A K_{HV} K_{Hb} K_{Ha}$$

K_F ... Tải trọng phụ (đối với uốn)

$$K_F = K_A K_{FV} K_{Fb} K_{Fa}$$

K_A ... Ứng dụng

K_{Fv} ... Động lực

$$K_{Fv} = K_{Hv} = 1 + \left(\frac{K_P}{K_A \cdot F_t / b_w} + K_Q \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1 + u^2}}$$

Trong đó:

K_P, K_Q ... Trị số ở bảng

CSN:

Khi $K_A F_t / b_w < 150$ thì $K_A F_t / b_w = 150$

DIN và ISO:

Khi $K_A F_t / b_w < 100$ thì $K_A F_t / b_w = 100$

$K_{H\beta}$... Hệ số tải trọng bề mặt

CSN:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{C \cdot f_{ky}}{K_A \cdot K_{Hv} \cdot f_{z0}}$$

Trong đó:

$C = 0,4$ với răng có cạnh tôi cứng

$C = 0,3$ với bánh răng không tôi cứng

$$f_{z0} = \frac{F_t \cdot Z_e^2}{b_w \cdot c' \cdot \cos \alpha_t}$$

$$f_{ky} = |f_{sh1} + f_{sh2}| + f_{kz} - y_\beta$$

$$f_{kz} = \sqrt{0,98f_\beta^2 + f_y^2 + (f_x \cdot \tan \alpha_t)^2} \cdot \cos \alpha_t \cdot \cos \beta_b$$

f_β, f_x, f_y ... Dung sai răng

y_β ... Trị số ở bảng

$$c' = \frac{C_M C_R C_B \cos \beta_m}{q'} \cdot \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} \cdot \frac{1}{E_{steel}}$$

$$q' = 0,04723 + 0,15551/z_{vn1} + 0,25791/z_{vn2} - 0,00635x_1 - 0,11654x_1/z_{vn1} - 0,00193x_2 - 0,24188x_2/z_{vn2} + 0,00529x_1^2 + 0,00182x_2^2$$

$$C_M = 0,8$$

$C_R = 1$ đối với bánh răng cứng

$$C_B = [1 + 0,5(1,2 - h_f/m)] [1 - 0,02(20^\circ - \alpha)]$$

$$E_{steel} = 206000 \text{ MPa}$$

$$c_y = c' (0,75\varepsilon_\alpha + 0,25)$$

$$f_{sh1,2} = A_{1,2} \cdot \left(\frac{b_w}{d_{m1,2}} \right)^2 \cdot [B_{1,2} + 0,7] + 0,3 \cdot \frac{F_t}{b_w} \cdot K_A \cdot K_{Hv}$$

A, B Trị số ở bảng.

$K_{F\beta}$... Tải trọng bề mặt (đối với uốn)

CSN:

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{NF}$$

Trong đó:

$$NF = \frac{(b_w / h)^2}{(b_w / h)^2 + (b_w / h) + 1}$$

$h = 2 m / \epsilon_\alpha$ Với bộ truyền bánh răng trụ thẳng

$h = 2 m$ Với bộ truyền bánh răng nghiêng

DIN và ISO:

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}$$

$K_{F\alpha}$... Tải trọng đổi chiều (uốn)

Khi $\epsilon_\gamma < 2$

$$K_{F\alpha} = \frac{\epsilon_\gamma}{2} \cdot \left[0,9 + 0,4 \cdot \frac{c_\gamma \cdot b_w \cdot (|f_{pb}| - |y_\alpha|)}{F_t \cdot K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta}} \right]$$

Khi $\epsilon_\gamma > 2$

$$K_{F\alpha} = 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\epsilon_\gamma - 1)}{\epsilon_\gamma}} \cdot \frac{c_\gamma \cdot b_w \cdot (|f_{pb}| - |y_\alpha|)}{F_t \cdot K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta}}$$

Trị giá giới hạn

CSN :

$$1 < K_{F\alpha} < \epsilon_\gamma$$

DIN và ISO :

$$1 \leq K_{F\alpha} \leq \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha \cdot Y_\epsilon}$$

$K_{H\alpha}$... Tải trọng đổi chiều (tiếp xúc)

CSN:

$$K_{H\alpha} = 1 \text{ răng thẳng}$$

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} \text{ răng nghiêng}$$

DIN và ISO:

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha}$$

Trị số giới hạn

$$1 \leq K_{F\alpha} \leq \frac{\epsilon_\gamma}{\epsilon_\alpha \cdot Z_\epsilon^2}$$

13.2.9 Tính toán độ bền theo tiêu chuẩn ANSI

Được căn cứ vào cách tính toán thanh cố định đầu mút. Bao gồm nhiều ảnh hưởng. Chỉ có thể truy cập cho đơn vị Anh.

Hệ số an toàn mỗi do tiếp xúc

$$k_{f1,2} = \frac{S_{fc1,2} \cdot C_{Li,2} \cdot C_R}{C_P \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_V \cdot K_o \cdot K_{M1,2}}{b_w \cdot d_l \cdot I}}}$$

Trong đó:

S_{fc} : Giới hạn mỗi do tiếp xúc (trị số vật liệu)

F_t : Lực tiếp tuyến tác động ở răng

b_w : Chiều dài làm việc của răng

Hệ số an toàn mỗi chịu uốn

$$k_{n1,2} = \frac{S_{n1,2} \cdot C_L \cdot C_G \cdot C_{S1,2} \cdot k_r \cdot k_t \cdot k_{ms1,2}}{\frac{F_t \cdot P \cdot \cos \beta}{b_{wF1,2} \cdot J_{1,2}} \cdot K_V \cdot K_o \cdot K_{m1,2}}$$

Trong đó:

S_n : Giới hạn mỗi chịu uốn (trị số vật liệu)

P : Giá trị đảo của môđun

$b_{wF1,2} = \min(b_{1,2}, b_w + 2m)$: Chiều dài răng chịu uốn

Tính toán hệ số

C_P ... Hệ số đàn hồi

$$C_P = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}}$$

Trong đó:

I ... Hình học

$$I = \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}{2} \cdot \frac{u}{u + 1}$$

C_{Li} ... Tuổi bền

C_R ... Độ tin cậy

K_V ... Tốc độ

K_o ... Quá tải

K_m ... Lắp ráp

J ... Hình học

C_L ... Tải trọng

C_G ... Gradient

$$C_G = 1 \text{ với } P > 5$$

$$C_G = 0.85 \text{ với } P \leq 5$$

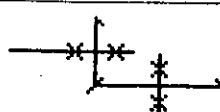
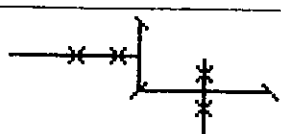
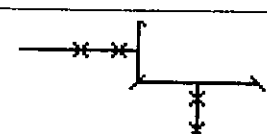
C_S ... Bề mặt

K_r ... Độ tin cậy

K_t ... Nhiệt độ

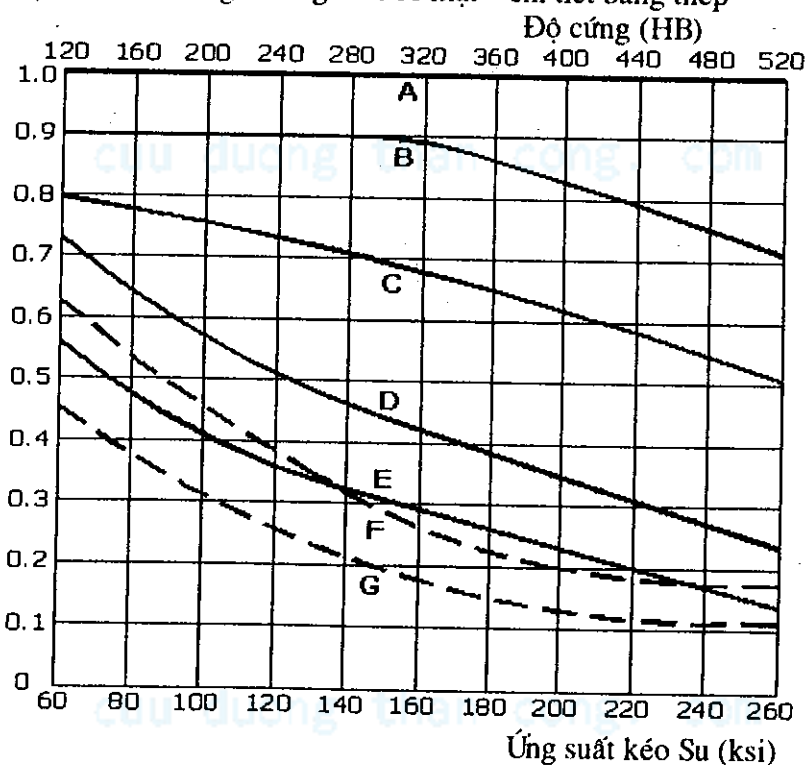
k_{ms} ... Ứng suất trung bình

13.2.10 Hệ số lắp ráp K_m

Loại lắp ráp		Độ cứng vững lắp ghép	
		Lớn nhất	Thông thường
Giữ bánh răng hai phía		1.0	1.25
Giữ bánh răng một phía, hai phía		1.1	1.4
Giữ bánh răng một phía		1.25	1.5

13.2.11 Hệ số bề mặt C_s

Giảm giới hạn bền mỗi do gia công tinh bề mặt – chi tiết bằng thép

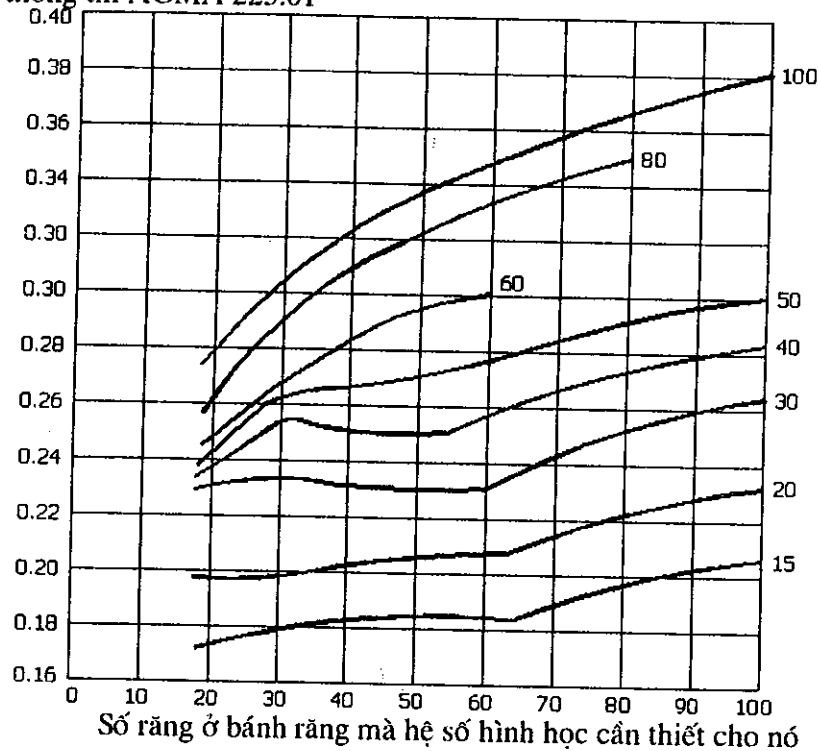


Trong đó

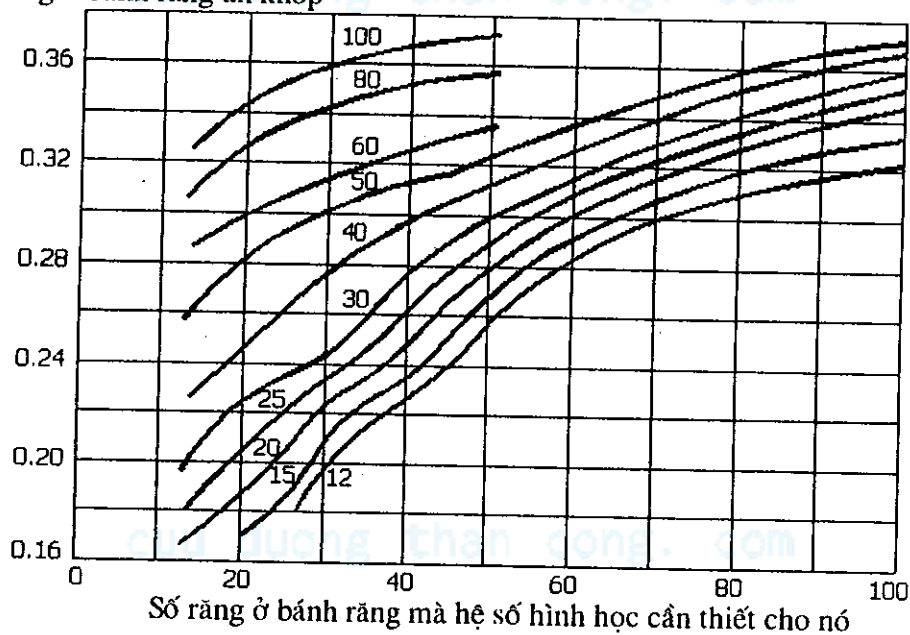
- A - Đánh bóng gương
- B - Mài mòn hoặc đánh bóng theo yêu cầu
- C - Gia công chuốt nguội
- D - Cán nóng
- E - Rèn
- F - Ăn mòn trong nước bình thường
- G - Ăn mòn trong nước muối

13.2.12 Hệ số hình học J

Đối với bánh răng trụ thẳng chuẩn (dựa vào bán kính góc lượn = $0,35/P$)
 Từ bảng thông tin AGMA 225.01



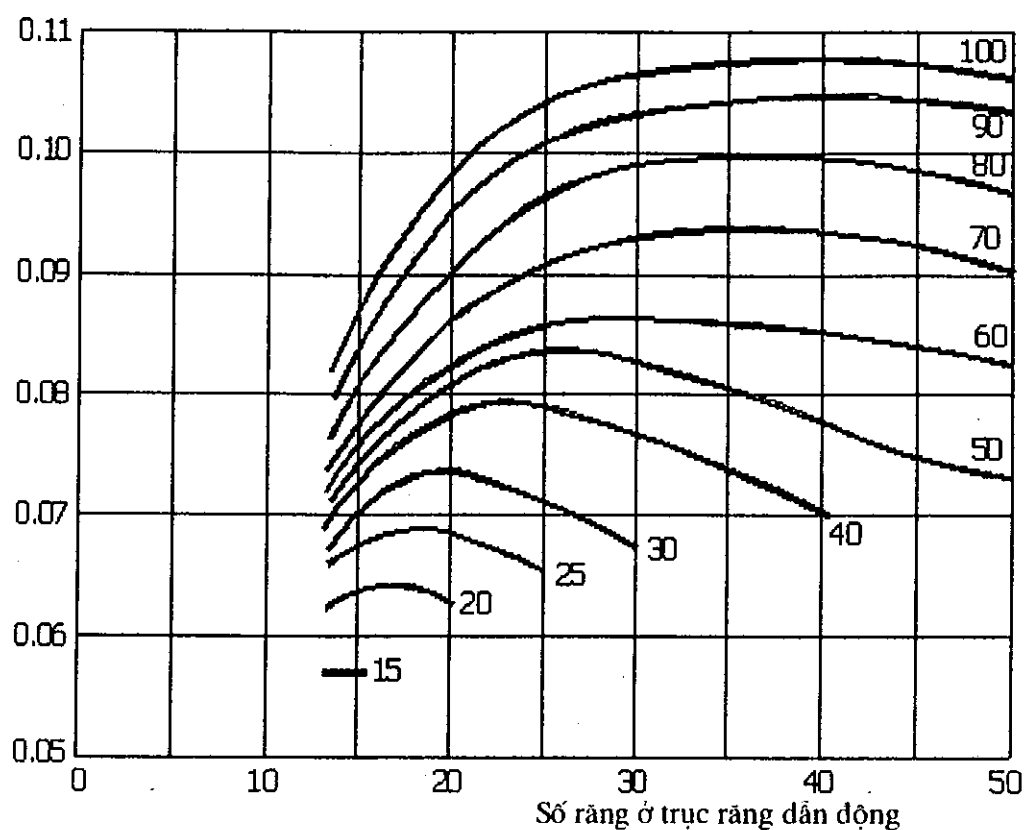
- Số răng ở bánh răng ăn khớp



- Số răng ở bánh răng ăn khớp

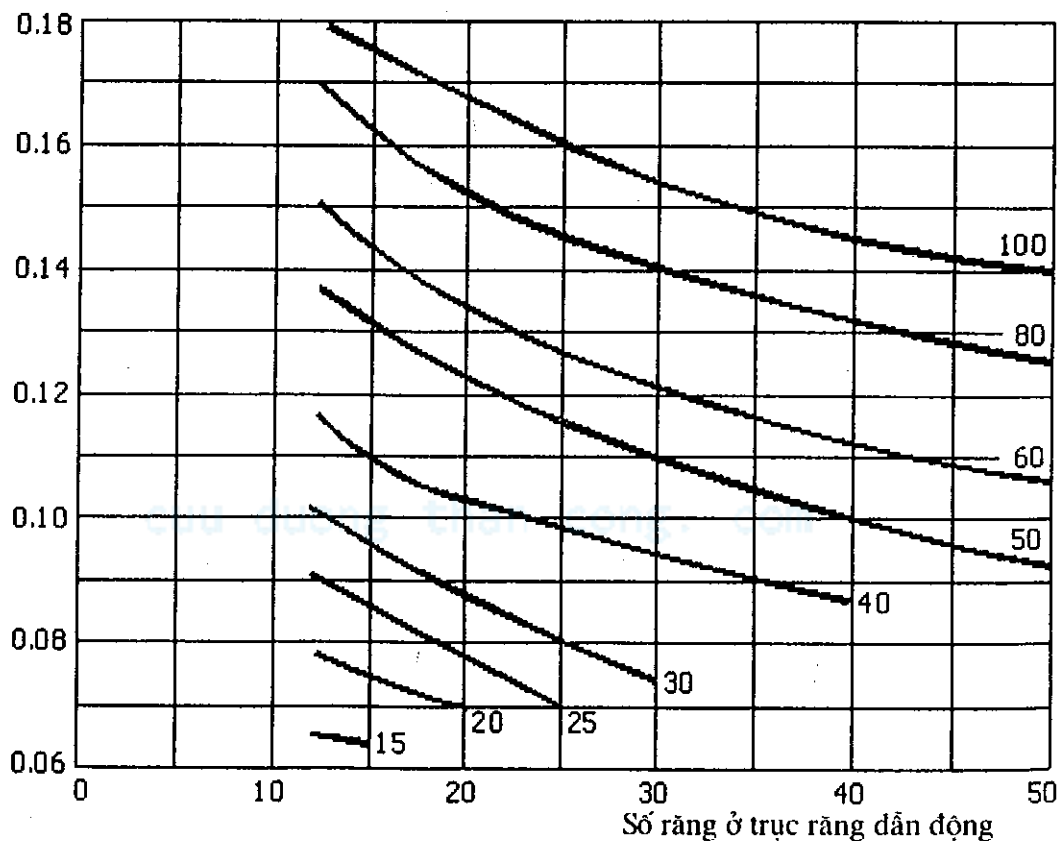
13.2.13 Hệ số hình học I

Các hệ số hình học I đối với bánh răng nón thẳng. Góc profin = 20° , góc trục = 90° (từ bảng thông tin AGMA 215.91)



- Số răng ở bánh răng

Các hệ số I đối với bánh răng nón xoắn. Góc profin = 20° , góc xoắn = 35° , góc trục = 90°
(từ bảng thông tin AGMA 215.91)



13.3.1 Cơ sở tính toán các thông số hình học

Thông số đầu vào

- Kiểu răng - răng thường hoặc răng xoắn
- Tỉ số truyền động và số răng (mỗi ren) $i = \frac{z_2}{z_1}$
- Góc profin α
- Môđun m của trục vít
- Chiều cao đầu răng h_a^*
- Hệ số khe hở hướng tâm c_a^*
- Lượn góc chân răng r_f^*
- Các chiều rộng bề mặt b_1, b_2
- Hệ số dịch chỉnh x
- Kích thước trục vít có thể được xác định bằng cách dùng:
 - + Hệ số đường kính trục vít q
 - + Góc xoắn g
 - + Đường kính vòng chia d_1

Các tính toán thông số hình học bổ trợ

Thiết kế môđun, số răng, hệ số đường kính và độ dịch chỉnh.

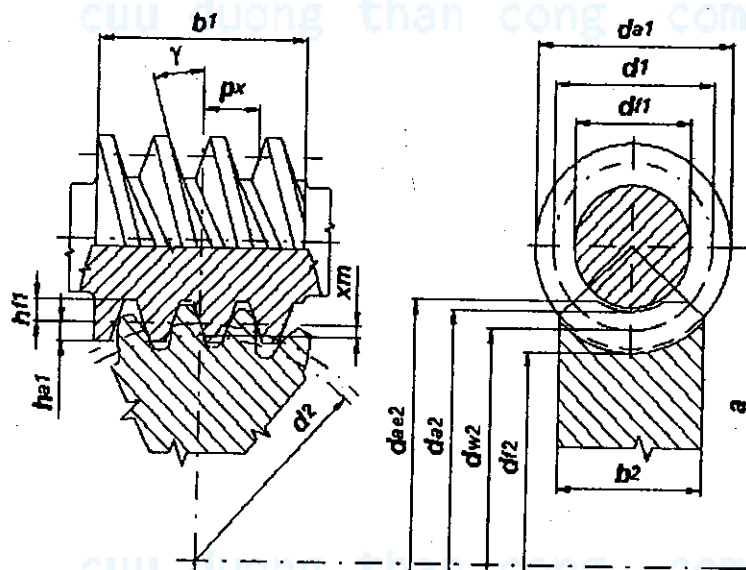
Thiết kế hệ số dịch chỉnh trục vít

Thiết kế chiều rộng bề mặt bánh vít

Thiết kế chiều dài trục vít

Tính toán lượn góc cực đại của đáy răng

Thông số tính toán



Góc vít

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right)$$

Bộ truyền động bình thường ZN

Môđun dọc $m_x = m$

Môđun pháp tuyến $m_n = m_x \cos \delta$

Góc profin dọc trục $\alpha_x = \alpha$

Góc profin pháp tuyến $\alpha_n = \arctg(\operatorname{tg} \alpha \cos \gamma)$

Bộ truyền động xoắn ZA

Môđun pháp tuyến $m_n = m$

Môđun dọc trục $m_x = m_n / \cos \gamma$

Góc profin pháp tuyến $\alpha_n = \alpha$

Góc profin dọc trục $\text{tg} \alpha_x = \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \gamma}$

Bước răng (ren) pháp tuyến

$$p_n = p m_n$$

Bước răng (ren) dọc trục

$$p_x = p m_x$$

Bước răng (ren) cơ sở

$$p_b = p_x \cos \alpha_x$$

Bước

$$p_z = z_1 p_x$$

Số răng thực / số le

$$z_{u2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$$

Góc xoắn tại hình trụ cơ sở

$$\sin g_b = \sin g \cos \alpha_n$$

Đường kính vòng chia trục vít

$$d_1 = q m_x$$

Đường kính vòng chia bánh vít

$$d_2 = z_2 m_x$$

Đường kính vòng đỉnh trục vít

$$d_{a1} = d_1 + 2m h_a^*$$

Đường kính vòng đỉnh bánh vít

$$d_{a2} = d_2 + 2m (h_a^* + x)$$

Đường kính vòng chân ren trục vít

$$d_{f1} = d_1 - 2m (h_a^* + c^*)$$

Đường kính vòng chân ren bánh vít

$$d_{f2} = d_2 - 2m (h_a^* + c^* - x)$$

Đường kính vòng lăn bánh vít

$$d_{w2} = d_2 + 2xm$$

Đường kính vòng chân bánh vít

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha_x$$

Khoảng cách trục (là khoảng cách giữa hai trục chéo nhau của bộ truyền động trục vít)

$$a = \frac{d_1 + d_{w2}}{2}$$

Góc vít của cạnh bánh vít

$$\sin \varphi = \frac{b_2}{d_{a1}}$$

Chiều dày ren trục vít trong mặt phẳng pháp tuyến

$$s_1 = \frac{p_n}{2}$$

Chiều dày răng bánh vít trong mặt phẳng pháp tuyến

$$s_2 = \frac{p_n}{2} + 2xm \text{tg} \alpha$$

Chiều rộng bề mặt làm việc

$$b_w = \min(b_1, b_2)$$

Hệ số tiếp xúc

$$e_g = e_a + e_b$$

Trong đó:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} + \frac{2m_x}{\sin \alpha_x} - d_2 \sin \alpha_x}{2p_b}$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \sin \gamma}{p_n}$$

Độ dịch chỉnh nhỏ nhất

$$x_{\min} = h_{a0}^* - \frac{z_{v2}}{2} \left(1 + \frac{\chi}{h_a^*} \right) \sin^2 \alpha$$

Trong đó:

$$h_{a0}^* = h_a^* + c^* - r_f^* (1 - \sin \alpha)$$

$$c = 0.3 \text{ với } \alpha = 20^\circ$$

$$c = 0.3 \text{ với } \alpha = 15^\circ$$

Thiết kế môđun, số răng, đường kính trục vít, hệ số và dịch chỉnh

Tính toán được sử dụng

Tính toán về hệ số dịch chỉnh của bộ truyền động trục vít cho tất cả kết hợp của các môđun và hệ số đường kính trục vít mà độ dịch chỉnh cho nó nằm trong phạm vi từ 0.5 - 1. Các thông số khác được tính theo cách như trong phần cơ sở tính toán thông số hình học.

Tính toán hệ số dịch chỉnh

Sử dụng công thức tính toán

$$x = \frac{2a - d_1 - d_2}{2m}$$

Các thông số khác được tính theo cách như trong phần cơ sở tính toán hình học.

Thiết kế độ rộng bề mặt bánh vít

Đơn vị hệ Mét

$$b_2 = 2m(0.5 + \sqrt{q+1})$$

Theo tiêu chuẩn ANSI với đơn vị Anh

$$b_2 = 1.125 \sqrt{(d_{a1} + 2c^*m)^2 - (d_{a1} - 4ha^*m)^2}$$

Thiết kế chiều dài trục vít

Theo đơn vị hệ Mét

$$b_1 = 2.5m\sqrt{z_2 + 1}$$

Theo tiêu chuẩn ANSI với đơn vị Anh

$$b_1 = \sqrt{d_{ae2}^2 - d_2^2}$$

Tính toán lượn góc cực đại của đáy răng

$$r_1^* = \frac{c^*}{1 - \sin \alpha}$$

13.3.2 Tính toán độ bền cân bằng

Trị số đầu vào

Tỉ số truyền động i

a) Trục vít chủ động:

Công suất đầu vào P_1

Vận tốc đầu vào n_1

b) Bánh vít bị động:

Công suất đầu vào P_2

Vận tốc đầu vào n_1

Trị số tính toán

a) Trục vít chủ động:

Vận tốc đầu ra: $n_2 = \frac{n_1}{i}$

b) Bánh vít chủ động:

Vận tốc đầu ra: $n_1 = n_2 i$

Đơn vị hệ Mét:

Vận tốc vành của trục vít

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} \quad (\text{m/s})$$

Theo tiêu chuẩn ANSI với đơn vị Anh:

Vận tốc vành của trục vít

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{720} \quad (\text{ft/s})$$

Vận tốc vành của bánh vít

$$v_2 = v_1 \frac{z_1}{q}$$

Tốc độ trượt

$$v_k = v_1 / \cos \gamma$$

Hệ số ma sát

$$\mu_z = 0.02 + \frac{0.03}{v_k (\text{m/s})}$$

Góc ma sát

$$\text{tg} \rho_z = \mu_z$$

a) Trục vít chủ động (dẫn động)

Hiệu suất truyền động

$$\eta_z = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho_z)}$$

Công suất đầu ra

$$P_2 = P_1 \eta$$

Đơn vị hệ Mét:

Mômen đầu vào

$$M_{k1} = \frac{30000 P_1}{\pi n_1} \quad (\text{Nm})$$

Lực tiếp tuyến

$$F_1 = \frac{2000M_{k1}}{d_1} \quad (N)$$

Theo tiêu chuẩn ANSI với đơn vị Anh:
Mômen đầu vào

$$M_{k1} = 30 \frac{550P_1}{\pi n_1} \quad (Lbft)$$

Lực tiếp tuyến

$$F_1 = \frac{24M_{k1}}{d_1} \quad (Lb)$$

Mômen đầu ra

$$M_{k2} = M_{k1} i \eta$$

b) Bánh vít chủ động (dẫn động)

Hiệu suất truyền động

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \rho_z)}{\operatorname{tgy}}$$

Công suất đầu ra

$$P_1 = P_2 \eta$$

Đơn vị hệ Mét:
Mômen đầu vào

$$M_{k2} = \frac{30000P_2}{\pi n_2} \quad (Nm)$$

Lực tiếp tuyến cuuduongthancong.com

$$F_{11} = \frac{2000M_{k2}}{id_2} \quad (N)$$

Theo tiêu chuẩn ANSI với đơn vị Anh:
Mômen đầu vào

$$M_{k2} = 30 \frac{550P_2}{\pi n_2} \quad (Lbft)$$

Lực tiếp tuyến

$$F_{11} = \frac{24M_{k2}}{id_2} \quad (Lb)$$

Mômen đầu ra

$$M_{k1} = \frac{M_{k2}}{i} \eta$$

Lực tiếp tuyến cuuduongthancong.com

$$F_{12} = F_{11} i \eta \frac{d_1}{d_{w2}}$$

Lực hướng trục

$$F_{a1,2} = F_{12,1}$$

Lực hướng tâm

$$F_r = F_{11} \frac{\tan \alpha_n}{\sin(\gamma + \rho_z)}$$

Lực pháp tuyến

$$F_n = \frac{F_{II}}{\cos \alpha_n (\sin \gamma \pm \mu_z \cos \gamma)}$$

Dấu "-" là cho bánh vít dẫn động (chủ động).

13.3.3 Tính toán độ bền theo tiêu chuẩn CSN 01.4686

Được dựa vào phương pháp tính toán dầm cố định đầu mút. Bao gồm nhiều ảnh hưởng
Hệ số an toàn mỗi do tiếp xúc

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2} \cdot Z_{N2} \cdot Z_L \cdot Z_V}{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t2} \cdot K_H}{b_2 \cdot d_{w2}}}}$$

Trong đó:

σ_{Hlim} : Giới hạn mỏi chịu uốn (trị số vật liệu)

F_t : Lực tiếp tuyến tác động ở răng

b_w : Độ rộng bề mặt làm việc

Hệ số an toàn mỗi chịu uốn

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Hlim2} \cdot Y_A \cdot Y_{N2} \cdot Y_X}{Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \cdot \frac{F_{t2} \cdot K_F}{b_2 \cdot m}}$$

Trong đó:

σ_{Hlim} : Giới hạn mỏi chịu uốn (trị số vật liệu)

Kiểm tra sự tăng nhiệt

Độ an toàn quá nhiệt

$$Q_{0d} \geq P_z$$

Trong đó:

$Q_{0d} = \theta_D Ak$: Nhiệt truyền ra dầu

$\theta_D = t_{max} - t_0 = 60^\circ$: Sự giảm nhiệt

A: Mật hợp mà dẫn nhiệt đi $A \approx 9 \cdot 10^{-5} a^{1.85}$ với hợp tạo gờ tốt

k: Hệ số truyền nhiệt $k \approx 6.6 \cdot 10^{-3} (1 + 0.4 n_1^{0.75})$ với hợp có quạt và vít đáy.

Kiểm tra độ biến dạng của trục vít

Độ lệch gây ra nếu trục vít được lắp cân xứng và có chiều dài $l = 2.5 b_1$:

$$y = \frac{l_1^3 \sqrt{F_r^2 + F_{t1}^2}}{48EJ}$$

Trong đó:

$$J = \frac{\pi d_1^4}{64} : \text{Mômen quán tính}$$

Độ biến dạng cho phép:

$y_D \approx 0.004$ m: Thân trục có trục vít tôi cứng

$y_D \approx 0.01$ m : Trục có trục vít nhiệt luyện

Tính toán các hệ số

Z_N ... Hệ số tuổi bền làm việc (đối với chịu tiếp xúc)

$$Z_{N2} = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Hlim2}}{N_{K2}}}$$

$$1 \leq Z_N \leq 1.8$$

Y_N ... Hệ số tuổi bền làm việc (đối với chịu uốn)

$$Y_{N2} = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Flim2}}{N_{K2}}}$$

$$1 \leq Y_N \leq 1.85$$

N_{Hlim}, N_{Flim} ... Hệ số số chu kỳ tải trọng cơ sở

$N_{K1,2}$... Hệ số số chu kỳ tải trọng đòi hỏi

$$N_{K2} = 60 L_h n_2$$

Z_L ... Hệ số bôi trơn

Z_V ... Hệ số vận tốc

Z_E ... Hệ số đặc tính cơ học của vật liệu

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}}$$

Trong đó:

μ : Hệ số Poisson (trị số vật liệu)

E : Môđun đàn hồi

Z_H ... Hình dạng răng ăn khớp

$$Z_H = \sqrt{\frac{4 \cdot \cos \gamma}{\sin 2\alpha_n}}$$

Z_ϵ ... Độ dài các đường cong tiếp xúc

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{\cos \gamma}{\epsilon_\alpha}}$$

Y_ϵ : Hiệu ứng ăn khớp

Với $\epsilon_\beta < 1$:

$$Y_\epsilon = 0.2 + \frac{0.8}{\epsilon_\alpha}$$

Với $\epsilon_\beta \geq 1$:

$$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha}$$

Y_β ... Phương xoắn

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\gamma}{120^\circ} \geq Y_{\beta min}$$

Trong đó:

$$Y_{\beta min} = 1 - 0.25\epsilon_\beta \geq 0.75$$

Y_F ... Hình dạng răng (trị số ở bảng)

Z_V	Y_F	Z_V	Y_F	Z_V	Y_F
20	1.98	33	1.7	60	1.4
22	1.93	36	1.62	80	1.34
25	1.85	40	1.55	100	1.3
27	1.8	45	1.48	150	1.27
30	1.76	50	1.45	300	1.24

K_H ... Các tải trọng phụ (đối với tiếp xúc)

$$K_H = K_A K_{HV} K_{H\beta} K_{H\alpha}$$

K_F ... Các tải trọng phụ (đối với uốn)

$$K_F = K_A K_{FV} K_{F\beta} K_{F\alpha}$$

K_A ... Các ngoại lực động học

Trong đó:

$K_{HV} = K_{FV}$: Các trị số theo bảng

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = \frac{1}{0.75\epsilon_{\alpha}} : \text{Thành phần chịu tải trọng của răng}$$

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{Z_2}{\theta} \right)^3 (K_A - 1) 0.6 : \text{Răng chịu tải không đều dọc theo bề rộng (đối với tiếp xúc)}$$

θ : Độ biến dạng của trục vít

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{NF} : \text{Răng chịu tải không đều dọc theo bề rộng (đối với uốn)}$$

$$NF = \frac{(b_w / h)^2}{(b_w / h)^2 + (b_w / h) + 1}$$

$$h = 2 \text{ m}$$

13.3.4 Tính toán độ bền theo tiêu chuẩn ANSI

Được dựa vào phương pháp tính toán dầm cố định đầu mút. Bao gồm nhiều ảnh hưởng.
Tải trọng động

$$F_d = F_{t2} K_v$$

Trong đó:

F_{t2} : Lực tiếp tuyến của bánh răng (lực vòng)

$$K_v = \frac{1200 + v_2}{1200} : \text{Hệ số lực tiếp tuyến (lực vòng)}$$

v_2 : Vận tốc vòng của bánh răng (ft/min)
Lực uốn cho phép

$$F_s = S_n b_2 p y \geq F_d$$

Trong đó:

S_n : Độ bền uốn giới hạn

b_2 : Chiều rộng bánh răng

p : Bước bánh răng

y : Hệ số hình dáng (hệ số Lewis)

Lực tiếp xúc cho phép

$$F_w = d_2 b_2 K_w \geq F_d$$

Trong đó:

K_w : Độ bền tiếp xúc giới hạn (trị số của vật liệu)

b_2 : Chiều rộng bánh răng

d_2 : Đường kính vòng chia

Kiểm tra sự tăng nhiệt

$$Q_{\max} \geq P_z$$

Trong đó:

$P_z = P(1 - \eta + 0.3)$: Năng lượng hao

$Q_{\max} = CA(t_{\max} - t_0)/33000$: Nhiệt truyền ra dầu

$t_{\max} - t_0 = 120^\circ F$: Giảm nhiệt cho phép

A : Bề mặt hộp bánh răng, thiết bị dẫn nhiệt đi $A \approx 0.3 a^{1.7}$ với hộp được tạo gờ tốt

C : Hệ số truyền nhiệt, $C \approx 0.0356 n_1 + 20$ với hộp có quạt và vít ở đáy.

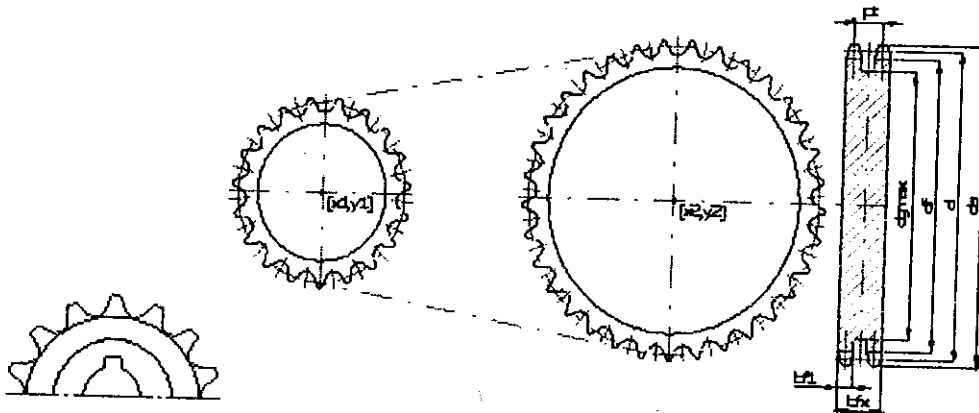
cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

CHƯƠNG 14

THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

Thiết kế các bộ truyền động xích với xích ống và xích ống con lăn, và cung cấp một thiết kế đầy đủ về các chi tiết đó. Chương trình bao gồm hai phương pháp tính toán: tính toán thiết kế và tính toán sức bền. Tính toán thiết kế thực hiện một thiết kế xích được căn cứ vào đặc tính bộ truyền do người sử dụng xác định. Tính toán sức bền thực hiện kiểm tra sức bền của loại xích được chọn.



14.1 CƠ SỞ TÍNH TOÁN HÌNH HỌC

14.1.1 Các thông số đầu vào

Các thông số cơ bản của xích

- p : Bước
- d_l : Đường kính ống lăn
- b_l : Độ rộng bên trong của xích
- p_l : Bước giữa của nhánh

Số đĩa xích: K

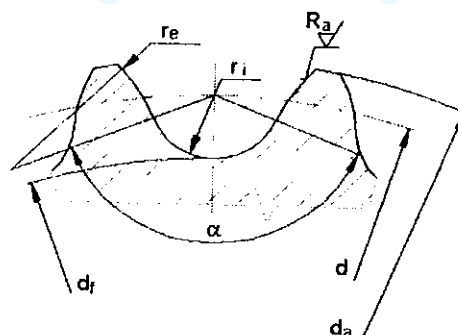
Số nhánh: r

Tỷ số truyền động, số răng và vận tốc

$$i_k = \frac{z_k}{z_l} = \frac{n_l}{n_k}$$

Trong đó chỉ số k nằm trong phạm vi từ 2 đến K

14.1.2 Thông số tính toán



14.1.3 Tính toán độc lập chuẩn

Đường kính bước

$$d = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

Đường kính chân răng

$$d_f = d - d_1$$

Chú ý: Có một công thức không chính xác ở tiêu chuẩn CSN

Với số răng chẵn

$$M = d - 2 r_i$$

Với số răng lẻ

$$M = d \cos(90^\circ / z) - 2 r_i$$

Chiều rộng vành đĩa

$$b_{ix} = b_{ii} + (r-1)p_i$$

14.1.4 Tính toán theo tiêu chuẩn ISO, DIN, và BS

Trị số vát cạnh của răng

$$b_a = 0.13 p$$

với 081 đến 085 xích

$$b_a = 0.06 p$$

với xích có bước dài

$$b_a = 0.065 p$$

Bán kính góc lượn của răng

$$r_x = p$$

với xích có bước dài

$$r_x = 0.5 p$$

Đường kính lớn nhất của vành đĩa

$$d_{g \max} = d - 1.4p$$

với xích có bước dài

$$d_{g \max} = d - 0.8p$$

Đường kính nhỏ nhất của đầu răng

$$d_{a \min} = d + \left(1 - \frac{1.6}{z}\right)p - d_1$$

với xích có bước dài

$$d_{a \min} = d + \left(0.5 - \frac{0.4}{z}\right)p - d_1$$

Đường kính lớn nhất của đầu răng

$$d_{a \max} = d + 1.25p - d_1$$

với xích có bước dài

$$d_{a \max} = d + 0.625p - d_1$$

Độ rộng răng đĩa xích: b_{fi}

	$p \leq 12.7$	$p > 12.7$
Một nhánh	$0.93 b_1$	$0.95 b_1$
Nhiều nhánh	$0.91 b_1$	$0.93 b_1$

Đối với khoảng hở với độ rộng ít nhất:

Bán kính đáy giãn cách của răng

$$r_i = 0.505d_1$$

Bán kính cạnh răng đĩa

$$r_e = 0.12d_1(z + 2)$$

Góc mở

$$\alpha = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z}$$

Đối với khoảng hở với độ rộng lớn nhất:

Bán kính của đáy giãn cách của răng

$$r_i = 0.505d_1 + 0.069\sqrt[3]{d_1}$$

Bán kính

$$r_e = 0.008d_1(z^2 + 180)$$

Góc mở

$$\alpha = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z}$$

14.1.5 Tính toán theo tiêu chuẩn CSN

Giống hệ như tiêu chuẩn ISO với các điểm khác nhau sau:

Trị số vát cạnh răng

$$b_a = 0.12d_1$$

Bán kính lượn góc của răng

$$r_x = 1.5d_1$$

Đường kính đầu răng nhỏ nhất

$$d_{a_{\min}} = d + 0.5d_1$$

Độ rộng răng đĩa xích với xích ba nhánh $t < 12.7$

$$b_{f1} = 0.88b_1$$

14.1.6 Tính toán theo đơn vị Anh, theo tiêu chuẩn ANSI

Trị số vát cạnh răng

$$b_a = 0.125p$$

Bán kính góc lượn của răng

$$r_x = \text{trị số ở bảng, khoảng } 1.063p$$

Bán kính của đáy giãn cách răng

$$r_i = 0.5025d_1 + 0.0015$$

Bán kính lớn nhất của vành đĩa xích

$$d_g = \left(\cot \frac{180^\circ}{z} - 1 \right) p - 0.030$$

Đường kính xấp xỉ đầu răng

$$d_a = \left(\cot \frac{180^\circ}{z} + 0.6 \right) p$$

Bán kính cạnh răng đĩa xích

$$r_e = d_1 \left[0.8 \cos \left(18^\circ - \frac{56^\circ}{z} \right) + 1.4 \cos \left(17^\circ - \frac{64^\circ}{z} \right) - 1.3025 \right] - 0.0015$$

Góc mở

$$\alpha = 146^\circ - \frac{116^\circ}{z}$$

Độ rộng vành đĩa xích b_f

1 nhánh (dây)	$0.93 b_1 - 0.006$
2 đến 3 nhánh (dây)	$0.90 b_1 - 0.006$
nhiều nhánh (dây)	$0.86 b_1 - 0.012$

14.2 TÍNH TOÁN CHIỀU DÀI XÍCH

14.2.1 Tính toán với 2 đĩa răng xích

Số mối nối xích (mắt xích)

$$X = 2 \frac{A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{A}$$

làm tròn với trị số gần nhất

Khoảng cách trung tâm

$$A = \frac{t}{8} \left[2X - z_1 - z_2 \sqrt{(2X - z_1 - z_2)^2 - F(z_1 - z_2)^2} \right]$$

Trong đó:

F: là trị số bảng phụ thuộc vào z và X

Góc tiếp xúc

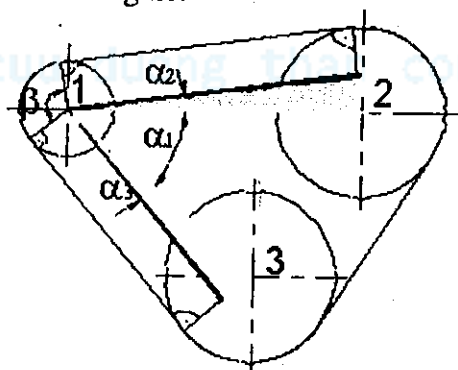
$$\cos \left(\frac{\beta_1}{2} \right) = \frac{d_2 - d_1}{2A} \Rightarrow \beta_1$$

$$\beta_2 = 2\pi - \beta_1$$

góc tiếp xúc phải lớn hơn 90°

14.2.2 Tính toán với 3 hoặc hơn 3 đĩa xích

Yêu cầu: Cần thiết rằng đĩa răng có chỉ số 1 là dẫn động và đĩa răng khác được đánh số từ đĩa răng này theo chiều kim đồng hồ.



Góc tiếp xúc

$$\beta = \pi - (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)$$

Trong đó:

$$\sin(\alpha_2) = \frac{d_2 - d_1}{2A_{12}} \Rightarrow \alpha_2$$

$$\sin(\alpha_3) = \frac{d_3 - d_1}{2A_{13}} \Rightarrow \alpha_3$$

Số mối nối xích (mắt xích)

(được tính như là tổng các chiều dài tiếp xúc và các khoảng cách với đĩa tiếp theo cho tất cả các đĩa)

$$X = \frac{\beta_1 \cdot z_1}{2\pi} + \sqrt{\left(\frac{A_{12}}{t}\right)^2 - \left(\frac{z_2 - z_1}{2}\right)^2} + \text{đĩa 1} \\ + \frac{\beta_2 \cdot z_2}{2\pi} + \sqrt{\left(\frac{A_{23}}{t}\right)^2 - \left(\frac{z_3 - z_2}{2}\right)^2} + \text{đĩa 2} \\ + \dots + \text{đĩa N}$$

Nếu sự khác giữa chiều dài phù hợp với số mắt xích tính toán và số mắt xích yêu cầu không ít hơn 5% của chiều dài xích thì tọa độ mới của đĩa xích trượt được tính bằng phương pháp lặp.

14.3 TÍNH TOÁN CÂN BẰNG ĐỘ BỀN

14.3.1 Trị số đầu vào

Công suất đầu vào P_1

Vận tốc đầu vào n_1

Tỷ số truyền động i

Hiệu suất truyền động η

14.3.2 Trị số (giá trị) tính toán

Tính theo đơn vị hệ Mét

Mômen đầu vào

$$M_{kl} = \frac{30000P_1}{\pi n_1} \quad (\text{Nm})$$

Vận tốc vòng

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} \quad (\text{m/s})$$

Lực tiếp tuyến (lực vòng) do mômen/công suất được truyền

$$F = \frac{1000P_1}{v} \quad (\text{N})$$

Lực tiếp tuyến (lực vòng) do lực ly tâm

$$F_f = m \cdot v^2$$

Trong đó:

m: Trọng lượng của xích trên một mét dài (kg/m)

Tính toán theo đơn vị Anh với tiêu chuẩn ANSI

Mômen đầu vào

$$M_{k1} = 30 \frac{550P_2}{\pi n_2} \quad (\text{Lbft})$$

Vận tốc vành

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{720} \quad (\text{ft/s})$$

Lực tiếp tuyến (lực vòng) do mômen/công suất được truyền

$$F = \frac{550P_1}{v} \quad (\text{Lb})$$

Lực tiếp tuyến (lực vòng) do lực ly tâm

$$F_f = 0.009473474m.v^2 \quad (\text{Lb})$$

Trong đó:

m: Trọng lượng của xích trên một mét dài (Lb/m)

Mômen đầu ra tại một đĩa xác định

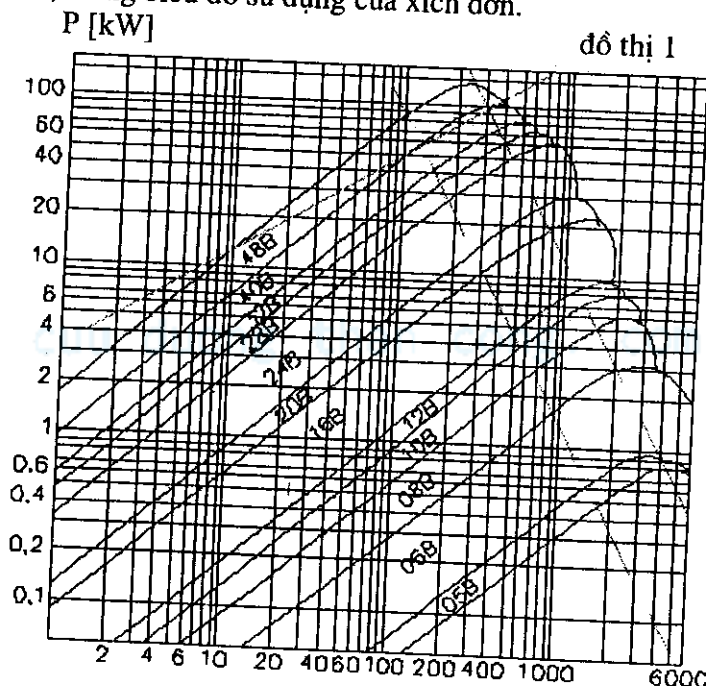
$$M_k = P_X M_{k1} i \eta$$

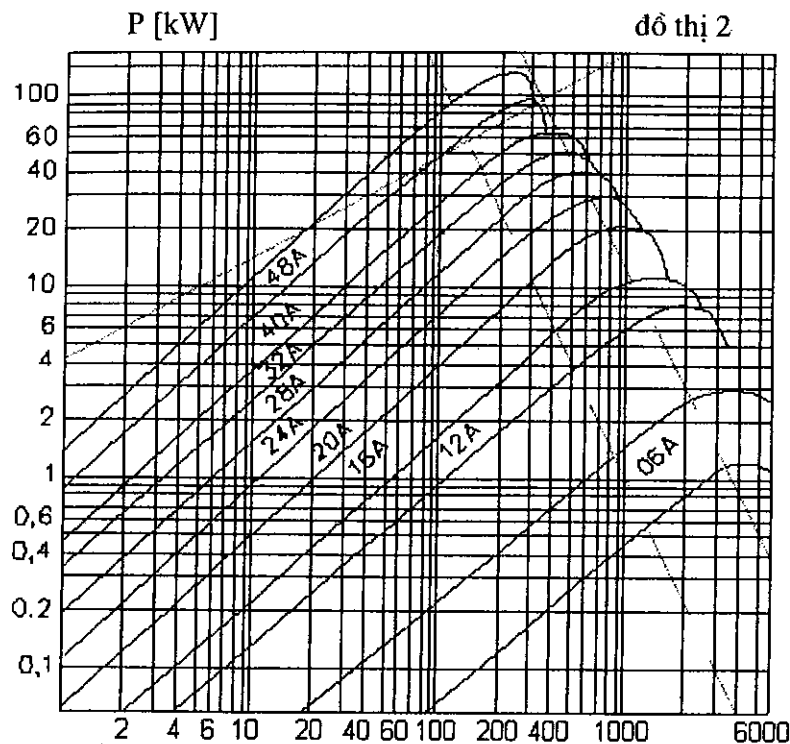
Hợp lực kéo

$$F_t = F + F_f$$

14.4 LỰA CHỌN SƠ BỘ XÍCH CỦA NGƯỜI SỬ DỤNG

Người sử dụng có khả năng lựa chọn xích phù hợp đối với thông số truyền động theo yêu cầu (tốc độ và công suất) trong biểu đồ sử dụng của xích đơn.





14.5 TÍNH TOÁN SỨC BỀN

14.5.1 Trị số đầu vào

Độ dẫn tối đa (lớn nhất) của xích: d_L (%)

Hệ số bôi trơn: μ

Tuổi thọ yêu cầu: L_n (h)

14.5.2 Hệ Mét

Hệ số hành trình: Y

Giá trị hệ số hành trình: $y = f(Y)$ – Giá trị ở bảng

14.5.3 Hệ ANSI

Hệ số phục vụ: K_a

Hệ số hành trình: $y = 1/K_a$

Hệ số hành trình: $Y = f(y)$ – Giá trị ở bảng

14.5.4 Trị số tính toán

Đối với lựa chọn xích sơ bộ

$$P_D = \frac{P}{K\mu\phi\rho}$$

Trong đó:

K : Hệ số công suất (giá trị bảng)

ϕ : Hệ số kiểu xích

ρ : Hệ số khoảng cách tâm (giá trị bảng)

Hệ số an toàn chống xé rách:

Tính:

$$k_s = \frac{F_{Pt}}{F_t} \geq 7$$

Động:

$$k_d = \frac{F_{Pt}}{F \cdot y} \geq 6.7$$

Trong đó:

F_{Pt} : Sức bền trong quá trình căng xích

Tuổi bền cho độ giãn lớn nhất của xích

$$t_h = 2744 \left(\frac{f_c f_m f_k}{P_r} \right)^3 \frac{X}{v} \frac{z_1}{\frac{z_1}{z_2} + 1} \frac{p}{\pi d_2} \frac{dL}{3} \quad (h)$$

Trong đó:

$f_c f_m f_k$: Các hệ số (các giá trị bảng)

$$P_r = \frac{\frac{F_o}{y} + F_{oc}}{S} : \text{Áp lực cụ thể tại mỗi nối (N/cm}^2\text{)}$$

d_2 : Đường kính của chốt xích (mm)

Tuổi bền của má và chốt xích

$$t_{hL} = \frac{X}{n} f_z \left(f_y \frac{F_{Pt} y}{F_o} \right)^{10} \quad (h)$$

Trong đó:

$f_z f_y$: Các hệ số (giá trị bảng)

Tuổi bền của má và chốt xích

$$t_{hR} = 29000 \frac{X \cdot z}{n} f_U^3 \sqrt[3]{\left[\frac{y}{P} \frac{(d_1 - d_2) \cdot b_1}{p} \right]^2} \quad (h)$$

Trong đó:

f_U : Hệ số của số nhánh xích (giá trị bảng)

14.5.5 Tiêu chuẩn hệ Mét

Áp lực tại mỗi nối

$$P_p = \frac{F_t}{S}$$

Áp lực cho phép tại mỗi nối

$$P_d = P_{TAB} \cdot \mu \cdot \lambda$$

Trong đó:

P_{TAB} : Áp lực cho phép (giá trị bảng)

14.5.6 Tiêu chuẩn CSN

Cũng như tiêu chuẩn ISO với các điểm khác nhau sau đây:

Hệ số an toàn chống xé rách:

Động:

$$k_d = \frac{F_{pp}}{F_t \cdot Y} \geq 5$$

14.5.7 Tiêu chuẩn ANSI theo đơn vị Anh

Công suất lớn nhất được truyền

$$P_p = P \cdot K_a$$

Công suất được truyền cho phép

$$P_d = P_{TAB} \cdot \mu \cdot f_u$$

Trong đó:

P_{TAB} : Công suất cho phép (giá trị bảng)

14.6 CỘNG HƯỞNG

14.6.1 Rung ngang

$$n_{11} = f_{1z} \cdot \frac{\lambda}{v} \cdot \frac{30000}{z \cdot L_T} \cdot \sqrt{\frac{F}{m}}$$

Trong đó:

f_{1z} : Hệ số của số răng

λ : Số thứ tự của độ (=1)

v : Số thứ tự của kích thích điều hoà (=1)

L_T : Chiều dài của nhánh xích (mm)

F : Lực tiếp tuyến sinh ra do mômen được truyền/công suất được truyền (N)

m : Khối lượng 1 mét xích (kg/m)

14.6.2 Rung dọc

$$n_{12} = \lambda \cdot \frac{30000}{z \cdot L_T} \cdot \sqrt{\frac{C_{rel} \cdot F_{pt}}{m}}$$

Trong đó:

F_{PT} : Sức bền trong quá trình căng xích (N)

C_{rel} : Độ cứng vững tương đối của nhánh xích (giá trị bảng)

14.6.3 Rung xoắn

Từ hiệu ứng đa giác

$$n_{13} = \frac{15}{\pi \cdot z} \cdot \sqrt{\frac{C_{rel} \cdot F_{pt}}{1000 \cdot L_T} \left(\frac{d_1^2}{I_1} + \frac{d_2^2}{I_2} \right)}$$

Trong đó:

F_{PT} : Sức bền trong quá trình căng xích (N)

I_1, I_2 : Mômen quán tính khối lượng tương quan với trục đĩa xích

$$n_{t4} = \frac{15}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_{rel} \cdot F_{pt}}{1000 \cdot L_T} \left(\frac{d_1^2}{I_1} + \frac{d_2^2}{I_2} \right)}$$

Từ sự không chính xác của các bước

$$n_{t5} = \frac{15}{v \cdot \pi \cdot z} \cdot \sqrt{\frac{C_{rel} \cdot F_{pt}}{1000 \cdot L_T} \left(\frac{d_1^2}{I_1} + \frac{d_2^2}{I_2} \right)}$$

Trong đó:

- F_{PT} : Sức bền trong quá trình căng xích (N)
 v : Số thứ tự của xích thước điều hoà (= 2)

14.7 CÁC TIÊU CHUẨN ĐƯỢC DÙNG

14.7.1 Các tiêu chuẩn quốc tế

- ISO 487 : Xích lăn thép, loại S và C
 ISO 606 – 82 : Xích lăn chính xác truyền bước ngắn và đĩa bánh xích
 ISO 1275 – 84 : Xích lăn chính xác bước mở rộng và đĩa bánh xích cho truyền động và băng truyền
 ISO 1395 – 77 : Xích ống lăn chính xác bước ngắn và đĩa bánh xích
 ISO 9633 : Xích vòng
 ISO 10190 : Xích vòng mô tơ

14.7.2 Các tiêu chuẩn tương tự

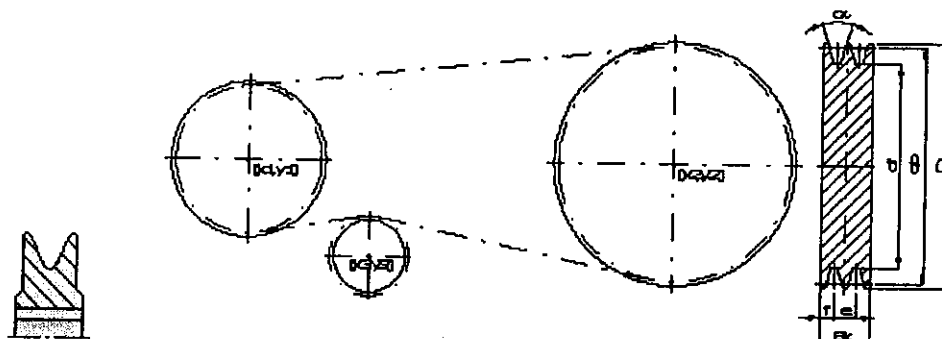
- DIN 8154 : Xích ống với chốt
 DIN 8164 : Xích ống – kích thước và khả năng gãy
 DIN 8181 – 70 : Xích con lăn – chiều dài, phương án
 DIN 8187 – 69 : Xích con lăn – các loại chế tạo Châu Âu
 DIN 8188 – 69 : Xích con lăn – các loại chế tạo Mỹ
 DIN 8189 : Xích con lăn cho máy làm đất
 DIN 8195 : Xích ống, xích con lăn – tính toán truyền động
 DIN 8196 : Ăn khớp răng xích đối với xích con lăn – tính biên dạng
 DS 228 : Xích con lăn chính xác với bước ngắn và đĩa xích
 JIS B 1801 : Xích con lăn chính xác, sự liên kết và đĩa xích
 ASME/ANSI : Xích con lăn
 B 29.1M

CHƯƠNG 15

TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

15.1 TÍNH TOÁN ĐAI THANG

Tính toán và thiết kế bộ truyền động đai thang chuẩn và hẹp. Bao gồm tính toán thiết kế, giúp thiết kế đai dựa vào đặc tính (tính chất) xác định của bộ truyền động, và tính toán sức bền, mà thực hiện kiểm tra sức bền của loại đai lựa chọn.



15.2 CƠ SỞ TÍNH TOÁN HÌNH HỌC

15.2.1 Tham số (thông số) đầu vào

Loại và kích cỡ đai

Số bánh đai: N

Số đai: K

Đường kính tính toán của bánh đai: dp_1, \dots, dp_N

15.2.2 Giá trị (trị số) bảng biểu

W_p : Chiều rộng tính toán của đai

e : Khoảng cách giữa các trục của rãnh

f : Khoảng cách giữa các trục rãnh và mặt bánh đai

b_{min} : Độ sâu tối thiểu của rãnh trên chiều rộng tính toán

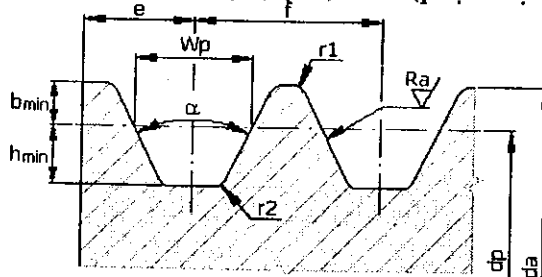
h_{min} : Độ sâu tối thiểu của rãnh dưới chiều rộng tính toán

r_1 : Bán kính góc lượn của mép trên bánh đai

r_2 : Bán kính góc lượn của mép dưới bánh đai

α : Góc của rãnh bánh đai (phụ thuộc vào trị số dp)

R_a : Kết cấu bề mặt của mặt (cạnh) rãnh (phụ thuộc vào vận tốc vòng)



15.2.3 Các thông số tính toán

Tỉ số truyền động và tốc độ

$$i_{1k} = \frac{dp_k}{dp_1 \cdot \psi} = \frac{n_1}{n_k}$$

Trong đó

$k = 2 \dots N$ chỉ số bánh đai

ψ : Hệ số trượt của đai (0.98 - 0.99)

Bán kính vòng ngoài

$$da = dp + 2 b_{\min} - u$$

15.3 TÍNH TOÁN CHIỀU DÀI ĐAI

15.3.1 Tính toán cho 2 bánh đai

Chiều dài đai

$$L_p = 2A + \pi \frac{dp_2 + dp_1}{2} + \frac{(dp_2 - dp_1)^2}{4A}$$

Làm tròn đến trị số gần nhất

Khoảng cách tâm

$$A = q + \sqrt{q^2 - 0.125(dp_2 - dp_1)^2}$$

Trong đó:

$$q = 0.25 L_p - 0.125 \pi (dp_2 + dp_1)$$

Cung tiếp xúc

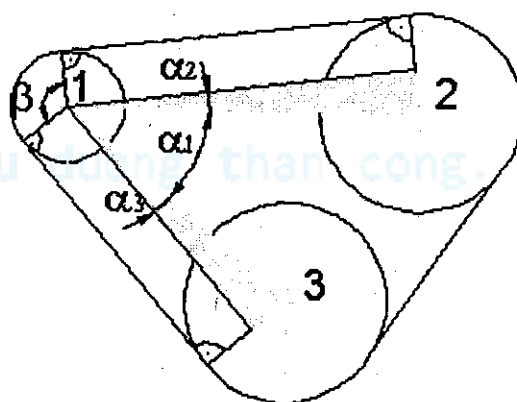
$$\cos\left(\frac{\beta_1}{2}\right) = \frac{dp_2 - dp_1}{2A}$$

$$\beta_2 = 2\pi - \beta_1$$

Cung tiếp xúc nên $> 90^\circ$

15.3.2 Tính toán cho 3 bánh đai hoặc hơn 3 bánh đai

Xác định bánh đai có chỉ số 1 là bánh đai dẫn động và đánh số các bánh đai khác theo chiều kim đồng hồ từ bánh đai này.



Góc tiếp xúc

$$\beta = \pi - (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)$$

Trong đó:

α_1 : Góc giữa các bánh đai kề nhau

$$\sin \alpha_2 = \frac{dp_2 - dp_1}{2A_{12}}$$

$$\sin \alpha_3 = \frac{dp_3 - dp_1}{2A_{13}}$$

Chiều dài đai:

Được tính như là tổng tất cả các chiều dài tiếp xúc và các khoảng cách tới bánh đai kế tiếp cho tất cả các bánh đai.

$$L = \frac{\beta_1 \cdot dw_1}{2} + \sqrt{A_{12}^2 - \left(\frac{dw_2 - dw_1}{2}\right)^2} + \text{bánh đai 1}$$

$$+ \frac{\beta_2 \cdot dw_2}{2} + \sqrt{A_{23}^2 - \left(\frac{dw_3 - dw_2}{2}\right)^2} + \text{bánh đai 2}$$

$$+ \dots + \text{bánh đai N}$$

Nếu sự khác nhau (chênh lệch) giữa chiều dài tương thích với chiều dài đai tính toán và chiều dài theo yêu cầu không ít hơn 5% chiều dài đai thì tọa độ mới của bánh đai trượt được tính bằng phương pháp lặp.

15.4 TÍNH TOÁN SỨC BỀN ĐAI

Tính toán các lực, mômen, và tốc độ từ công suất, tốc độ và hiệu suất truyền động danh nghĩa.

15.4.1 Trị số đầu vào

Công suất : P_1

Tốc độ : n_1

Tỉ số truyền động: i

Hiệu suất truyền động: η

Hệ số trượt đai: ψ

Các thành phần công suất tại các bánh đai, với 3 và nhiều hơn bánh đai: P_x

15.4.2 Tính toán theo đơn vị theo hệ Mét

Mômen đầu vào

$$T_1 = \frac{30000P_1}{\pi n_1} \text{ (Nm)}$$

Vận tốc vòng

$$v = \frac{\pi dp_1 n_1}{60000} \text{ (m/s)}$$

Lực vòng sinh ra do mômen/ công suất truyền

$$F = \frac{1000 P_1}{v} \text{ (N)}$$

Lực vòng sinh ra do lực li tâm

$$F_f = m v^2 \quad (N)$$

Trong đó:

m: Khối lượng riêng theo bảng của 1 mét đai (kg/m)

15.4.3 Tính toán theo tiêu chuẩn ANSI (đơn vị Anh)

Mômen đầu vào

$$T_1 = 30 \frac{550 P_1}{\pi n_1} \quad (Lbft)$$

Vận tốc vành rìa

$$v = \frac{\pi d p_1 n_1}{720} \quad (fps)$$

Lực vòng do mômen

$$F = \frac{550 P_1}{v} \quad (Lb)$$

Lực vòng sinh ra do lực li tâm

$$F_f = 0.03108095 m v^2 \quad (Lb)$$

Trong đó:

m: Khối lượng riêng theo bảng của 1 mét đai (Lb/ft)

Mômen đầu ra tại 1 bánh đai cụ thể

$$T = P_x T_1 i \eta$$

Lực kéo ở nhánh đai chùng

$$F_2 = \frac{F}{e^{f\beta} - 1} + F_f$$

Trong đó:

$$f = \frac{f'}{\sin \frac{\alpha}{2} + f' \cos \frac{\alpha}{2}}$$

$$f' = 0.35 + 0.012 v$$

Lực ở nhánh đai chính

$$F_1 = F_2 + F$$

Lực căng trước bé nhất

$$F_u = (F_1 + F_2) / 2$$

Lực hướng tâm ở ổ

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1 F_2 \cos \beta}$$

15.5 TÍNH TOÁN SỨC BỀN ĐAI

15.5.1 Trị số đầu vào

Hệ số động học: C_p

15.5.2 Trị số tính toán

Tải trọng tính toán

$$P_{cal} = P_l C_p$$

Tải trọng cho phép

$$P_{all} = P_{tab} K C_a C_l C_k$$

Trong đó:

K : Số đai trong bộ truyền
 $C_a = 1.25 (1 - 5^{-\beta_m})$: Cung của hệ số tiếp xúc
 C_l : Hệ số chiều dài đai
 C_k : Hệ số của số đai trong bộ truyền

K	1	2-3	4-6	>7
C_k	1	0.95	0.9	0.85

P_{tab} : Công suất truyền tại một đai

Với tính toán theo tiêu chuẩn ANSI

$$P_{tab} = dp r [K_1 - K_2/dp - K_3 (dp r)^2 - K_4 \log(dp r)] + K_{SR} r$$

Trong đó:

$K_1, K_2, K_3, K_4, K_{SR}$ = hằng số ở bảng
 r = tốc độ của bánh đai nhỏ được chia bởi 1000

Với tính toán khác

P_{tab} = Giá trị bảng

15.6 TIÊU CHUẨN ĐAI

15.6.1 Tiêu chuẩn đai Czech

CSN 023110

CSN 023111

CSN 023112

CSN 023113

CSN0231114

CSN 023179

CSN 3180

15.6.2 Tiêu chuẩn đai quốc tế

ISO 155: 1989

ISO 254: 1990

ISO 255: 1990

ISO 1081: 1995

ISO 4183: 1989

ISO 4184: 1992

ISO 5292: 1980

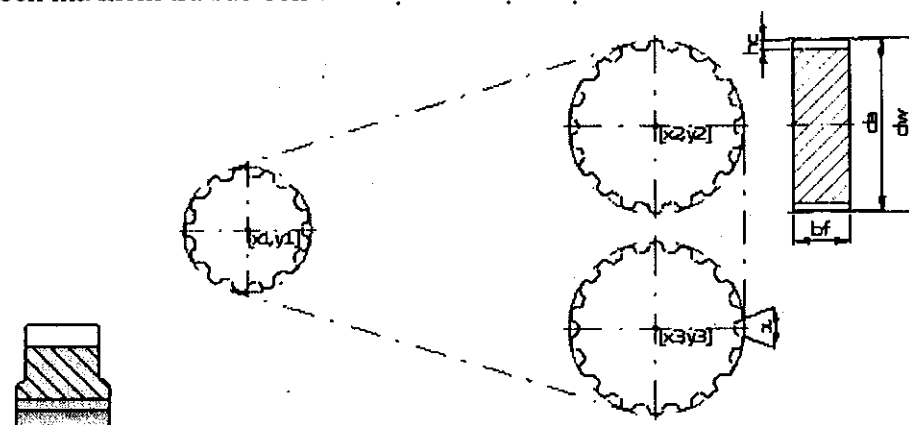
15.6.3 Tiêu chuẩn khác

DIN 7753

CHƯƠNG 16

TÍNH TOÁN ĐAI RĂNG

Tính toán và thiết kế bộ truyền động đai như ý định với bất kỳ biên dạng nào. Bao gồm 1 tính toán thiết kế mà thiết kế đai dựa vào tính chất truyền động do người sử dụng xác định, và 1 tính toán sức bền mà kiểm tra sức bền của loại đai được chọn.



16.1 CƠ SỞ TÍNH TOÁN HÌNH HỌC

16.1.1 Tham số (thông số) đầu vào

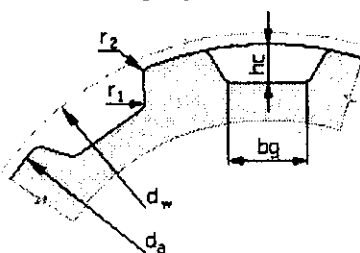
Loại và cỡ đai
Số bánh đai: K

Tỉ số truyền động, số răng và tốc độ: $i_k = \frac{z_k}{z_1} = \frac{n_1}{n_k}$

Trong đó chỉ số $k = 2 \dots K$

16.1.2 Trị số bảng biểu

- p : Bước răng
- b : Chiều rộng đai
- b_g : Chiều rộng chân răng bánh đai
- r_1 : Bán kính lớn nhất của đáy bánh đai
- r_2 : Bán kính đầu răng của bánh đai
- u : Chênh lệch giữa bước và vòng ngoài (vòng đỉnh)



Thông số tính toán
Đường kính vòng chia

$$d_w = \frac{z \cdot p}{\pi}$$

Đường kính vòng đỉnh

$$d_a = d_w + u$$

16.2 TÍNH TOÁN CHIỀU DÀI CỦA ĐAI

Tính toán cho hai bánh đai
Số răng của đai

$$L_z = \frac{2A}{P} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{P}{A}$$

Làm tròn đến trị số gần nhất

Khoảng cách tâm

$$A = q + \sqrt{q^2 - 0,125(dw_2 - dw_1)^2}$$

Trong đó:

$$q = 0,25p \cdot L_z - 0,125\pi(dw_2 + dw_1)$$

Cung tiếp xúc

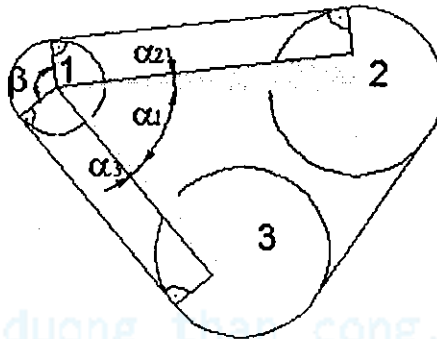
$$\cos\left(\frac{\beta_1}{2}\right) = \frac{dw_2 - dw_1}{2A}$$

$$\beta_2 = 2\pi - \beta_1$$

Cung tiếp xúc nên $> 90^\circ$

Tính toán cho 3 bánh đai hoặc hơn 3 bánh đai

Xác định bánh đai có chỉ số 1 là bánh đai dẫn động và đánh số các bánh đai khác theo chiều kim đồng hồ từ bánh đai này.



Cung tiếp xúc

$$\beta = \pi - (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3)$$

Trong đó:

$$\sin \alpha_2 = \frac{dw_2 - dw_1}{2A_{12}}$$

$$\sin \alpha_3 = \frac{dw_3 - dw_1}{2A_{13}}$$

Chiều dài đai

Được tính như là tổng tất cả các chiều dài tiếp xúc và các khoảng cách tới bánh đai kế tiếp cho tất cả các bánh đai.

$$L = \frac{\beta_1 \cdot dw_1}{2} + \sqrt{A_{12}^2 - \left(\frac{dw_2 - dw_1}{2}\right)^2} + \text{bánh đai 1} \\ + \frac{\beta_2 \cdot dw_2}{2} + \sqrt{A_{23}^2 - \left(\frac{dw_3 - dw_2}{2}\right)^2} + \text{bánh đai 2} \\ + \dots + \text{bánh đai N}$$

Nếu sự chênh lệch giữa chiều dài tương thích với chiều dài đai tính toán và chiều dài theo yêu cầu không ít hơn 5% chiều dài đai thì tọa độ mới của bánh đai trượt được tính bằng phương pháp lặp.

16.3 TÍNH TOÁN CÁC PHẦN SỨC BỀN ĐAI RĂNG

16.3.1 Trị số đầu vào

Công suất : P_1

Tốc độ : n_1

Tỉ số truyền động: i

Hiệu suất truyền động: η

Các thành phần công suất tại các bánh đai, với 3 và nhiều hơn bánh đai: P_x

16.3.2 Trị số tính toán

16.3.2.1 Đơn vị theo hệ Mét

Mômen đầu vào

$$T_1 = \frac{30000P_1}{\pi n_1} \quad (\text{Nm})$$

Vận tốc vành rìa

$$v = \frac{p z_1 n_1}{60000} \quad (\text{m/s})$$

Lực vòng sinh ra do mômen/ công suất truyền

$$F = \frac{1000 P_1}{v} \quad (\text{N})$$

Lực vòng sinh ra do lực li tâm

$$F_r = m v^2 \quad (\text{N})$$

Trong đó:

m : Khối lượng riêng theo bảng của 1 mét đai (kg/m)

16.3.2.2 Tính toán theo tiêu chuẩn ANSI (đơn vị Anh)

Mômen đầu vào

$$T_1 = 30 \frac{550P_1}{\pi n_1} \quad (\text{Lbft})$$

Vận tốc vành rìa

$$v = \frac{p z_1 n_1}{720} \quad (\text{ft/s})$$

Lực vòng do mômen

$$F = \frac{550 P_1}{v} \quad (\text{Lb})$$

Lực vòng sinh ra do lực li tâm

$$F_r = 0.09290304 m v^2 \quad (\text{Lb})$$

Trong đó:

m : Khối lượng riêng theo bảng của 1 mét đai (Lb/ft)

Mômen đầu ra tại 1 bánh đai cụ thể

$$T = P_x T_1 i \eta$$

Lực kéo

$$F_t = F + F_r$$

16.4 TÍNH TOÁN SỨC BỀN

16.4.1 Trị số đầu vào

Hệ số phục vụ: C_p

16.4.2 Trị số tính toán

Tải trọng tính toán

$$P_v = P (C_p + K_i)$$

Trong đó:

K_i : Hệ số truyền động (truyền động để đạt tốc độ lớn hơn)

i	K_i
1.00 - 1.24	0.0
1.25 - 1.74	0.1
1.75 - 2.49	0.2
2.50 - 3.49	0.3
3.50 và hơn	0.4

16.4.3 Tải trọng cho phép

$$P_d = P_{tab} C_1 K_z$$

Trong đó:

P_{tab} : Trị số bảng biểu của đai

C_1 : Hệ số chiều dài đai (trị số theo bảng)

K_z : Răng theo hệ số trùng khớp

z_m	6 và hơn	5	4	3	2
K_z	1	0.8	0.6	0.4	0.2

$$z_m = z \frac{\beta}{360} : \text{số răng trùng khớp}$$

16.5 TIÊU CHUẨN ĐAI RĂNG

16.5.1 Tiêu chuẩn quốc tế

ISO 5294: 1989

ISO 5295: 1987

ISO 5296: 1989

16.5.2 Các tiêu chuẩn khác

BS 4548: 1987

DIN 7721

ANSI/ RMAIP – 24

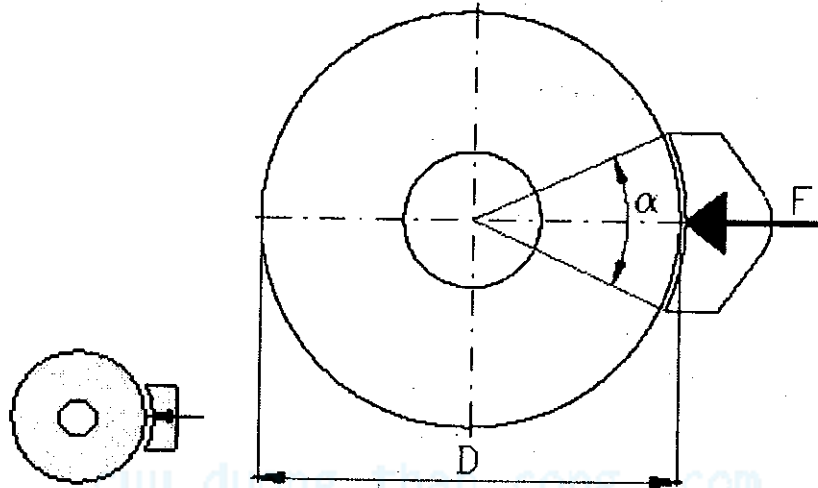
cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

CHƯƠNG 17

TÍNH TOÁN HỆ THỐNG HÃM

Cho phép chúng ta thiết kế và tính toán hãm côn, hãm đĩa, hãm guốc và hãm đai. Giúp tính toán mômen hãm, lực hãm, áp lực, các thông số kích thước cơ bản, thời gian và vòng quay cần thiết để dừng, chỉ tính đến mômen hãm không đổi.



17.1 CƠ SỞ TÍNH TOÁN

17.1.1 Thông số đầu vào

Số lượng hãm

Vận tốc đầu: n_0

Vận tốc cuối: n_1

Năng lượng ban đầu: E (xem phần tính toán năng lượng)

Các thông số khác được dùng theo phương pháp tính toán được chọn trong mục Guide Window

17.1.2 Thông số tính toán

Tính toán mômen (mômen của lực là xu hướng làm quay vật mà lực tác động quanh một trục).

$$T = 0.5 D_c F_t$$

Trong đó:

$F_t = F_n f$: Lực ma sát

F_n : Lực pháp tuyến

f : Hệ số ma sát

D_c : Đường kính tương đương:
$$= \frac{2}{3} \cdot \frac{D^3 - D_0^3}{D^2 - D_0^2}$$

Với hãm côn và hãm đĩa

Với hãm khác = D

Tính toán áp lực

$$p = \frac{F}{S}$$

Trong đó:

$S = N b L$: Mặt hãm

b : Chiều rộng

$L = 0.5 D_s \alpha$: Chiều dài

α : Góc

D_s : Đường kính trung bình:

Với hãm côn và hãm đĩa $= 0.5 (D + D_0)$

Với hãm khác $= D$

Kiểm tra thô về nóng hãm

$$p v \leq (p v)_{\max}$$

Trong đó:

$v = \pi D n_0 / 60$: Vận tốc vành ban đầu

Tính toán thời gian hãm

$$t = \frac{(\omega_0 - \omega_i) \cdot I_{\text{red}}}{M}$$

Trong đó:

$I_{\text{red}} = \frac{2 \cdot E}{\omega_0^2}$: Mômen quán tính giảm

$\omega_i = \frac{\pi \cdot n_i}{30}$: Vận tốc / vòng quay (vận tốc góc) (rad/s)

Số vòng quay cho đến khi dừng

$$n_p = \frac{\omega \cdot t - \frac{t^2 \cdot T}{2 \cdot I_{\text{red}}}}{2 \cdot \pi}$$

17.1.3 Tính toán năng lượng

Được tính như là năng lượng động học của chuyển động và chuyển động quay

$$E = \frac{1}{2} m v^2 + \frac{1}{2} I \omega^2$$

Trong đó:

m : Khối lượng của khối hãm

v : Vận tốc khối hãm

I : Mômen quán tính của khối hãm

ω : Vận tốc góc (rad/s)

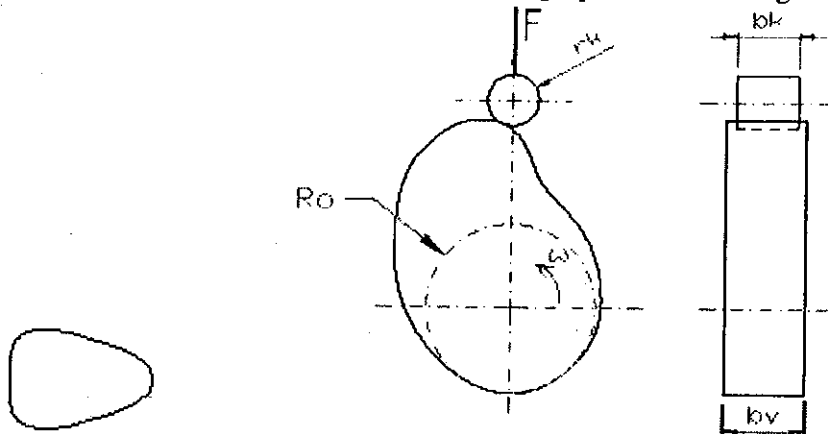
17.1.4 Hệ số ma sát

Vật liệu	Không bôi trơn	Bôi trơn
Thép - thép	0.8	0.16
Thép - gang	0.4	0.21
Thép - đồng thau	0.35	0.19
Thép - đồng thau	0.13	0.16
Gang - gang	1	0.15 - 0.20
Gang - đồng thanh thiếc	0.25	0.08
Đồng thanh thiếc - đồng thanh thiếc	0.25	0.10
Nhôm - nhôm	1.35	0.30
Đồng đỏ - đồng đỏ	1	0.08
Thép - thủy tinh nhựa dẻo	0.4 - 0.5	0.4 - 0.5
Thủy tinh nhựa dẻo - thủy tinh nhựa dẻo	0.8	0.8

CHƯƠNG 18

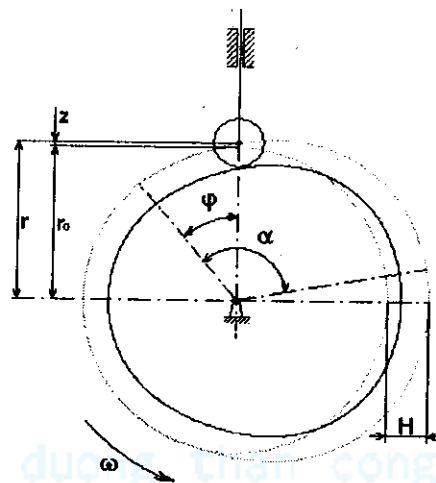
TÍNH TOÁN CAM

Cho phép chúng ta tính toán và thiết kế cơ cấu Cam với các thông số đầy đủ. Trong 1 bước, tính toán này cho phép thiết kế, tính toán và kiểm tra 1 Cam dựa vào các đặc tính Cam do người dùng xác định. Tính toán được lập trình để trợ giúp nhu cầu của người sử dụng.



18.1 PHƯƠNG TRÌNH TÍNH TOÁN

Cách tính toán này được dùng để tính và thiết kế Cam với quá trình tăng tốc theo hình sin



Các trị số của độ nâng bánh cam, tốc độ và gia tốc được tính đối với chuyển động quay cụ thể của Cam - theo các công thức sau:

18.1.1 Mức nâng

$$z = \frac{H}{\alpha} \cdot \left(\varphi - \frac{\alpha}{2\pi} \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{\alpha} \cdot \varphi\right) \right) \quad (\text{mm}), (\text{in})$$

18.1.2 Tốc độ

$$v = \frac{H \cdot \omega}{\alpha} \cdot \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi}{\alpha} \cdot \varphi \right) \right) \quad (\text{m.s}^{-1}), (\text{fps})$$

18.1.3 Gia tốc

$$a = \frac{2\pi \cdot H \cdot \omega^2}{\alpha^2} \cdot \sin \left(\frac{2\pi}{\alpha} \cdot \varphi \right) \quad (\text{m.s}^{-2}), (\text{fts}^{-2})$$

Trong đó:

- H : Độ nâng tổng hợp (mm), (in)
- ω : Vận tốc góc của Cam (s^{-1})
- α : Góc nâng ($^\circ$)
- φ : Góc quay của Cam ($^\circ$)

Một phương trình đơn giản hoá (đối với Cam và con lăn làm bằng thép) được dùng để tính áp lực cụ thể lên chỗ tiếp xúc của Cam và con lăn.

18.2 TÍNH THEO ĐƠN VỊ HỆ MÉT

$$p = 620 \cdot \sqrt{\frac{F}{b_k} \cdot \frac{r_k + r}{r_k \cdot r}} \quad (\text{MPa})$$

18.3 TÍNH TOÁN THEO ĐƠN VỊ ANH

$$p = 7346.327 \cdot \sqrt{\frac{F}{b_k} \cdot \frac{r_k + r}{r_k \cdot r}} \quad (\text{Psi})$$

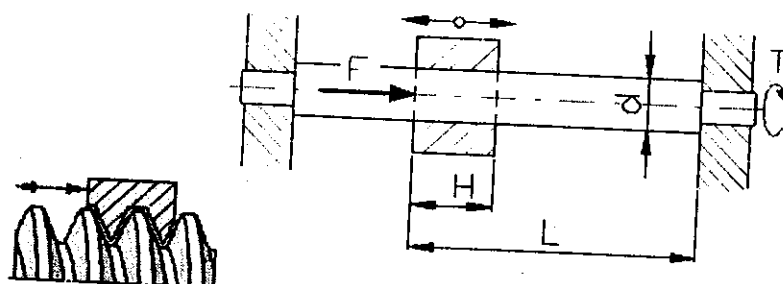
Trong đó:

- F : Lực nâng bánh cam (N), (Lb)
- b_k : Độ rộng con lăn (mm), (in)
- r_k : Bán kính con lăn (mm), (in)
- r : Bán kính độ cong tại chỗ tiếp xúc (mm), (in)

CHƯƠNG 19

TÍNH TOÁN TRỤC VÍT

Thiết kế và tiến hành kiểm tra sức bền của trục vít. Sử dụng dữ liệu mà chúng ta đưa vào để chọn đường kính trục vít phù hợp với tải trọng yêu cầu và phù hợp với áp lực cho phép lên các ren.



19.1 TÍNH TOÁN CƠ BẢN CỦA TRỤC VÍT

Tính toán trục vít chịu tải bởi xoắn và áp lực, và kiểm tra độ vững và áp lực tại ren theo đơn vị hệ Mét hoặc hệ Anh, tùy thuộc vào tiêu chuẩn cụ thể. Theo tiêu chuẩn ANSI, đơn vị Anh được dùng với các thông số trục vít thích hợp.

19.1.1 Các tham số đầu vào

- F : Lực hướng trục lớn nhất (có thể kéo hoặc đẩy) (N, lb)
- T : Mômen lớn nhất (Nm, lbft)
- F_f : Hệ số ma sát của ren giữa các đai ốc và vít
- d : Đường kính ren của vít (mm, in)
- p : Bước ren (mm, in)
- d_s : Đường kính trung bình của vít (mm, in)
- d_{min} : Đường kính bé nhất của vít (mm, in)
- H : Chiều cao đai ốc (mm, in)
- n : Hệ số dùng cho điều kiện uốn theo hình vẽ biểu đồ của loại cơ cấu
- L : Chiều dài chịu tải lớn nhất của vít (mm, in)
- R_c : Sức bền chảy (đứt, vỡ) (Mpa, Psi)
- K_s : Hệ số an toàn (trị số này được chọn theo độ an toàn theo yêu cầu)
- p_a : Áp lực ren cho phép (Mpa, Psi)
- E : Mô đun đàn hồi của vít (Mpa, Psi)

19.1.2 Các tham số tính toán

Chiều dài giản ước

$$L_{red} = nL$$

Tiết diện bé nhất

$$S_{min} = \pi d_{min}^2 / 4$$

Góc dẫn (là góc tạo bởi đường xoắn của ren tại vòng chia với một mặt phẳng vuông góc với trục).

$$\psi = \arctg\left(\frac{p}{\pi \cdot d_s}\right)$$

Hiệu suất

$$\eta = \frac{\tan(\psi)}{\tan(\psi + \arctg(f_1))}$$

Mômen cực đại – nếu đó là mômen đầu ra

$$T = Fp / (2\pi\eta)$$

Lực hướng trục lớn nhất – nếu đó là lực đầu ra

$$F = 2T\pi\eta / p$$

Hệ số mảnh

$$\lambda = 4L_{red} / d_s$$

Ứng suất áp lực

$$\sigma_t = F / S_{min}$$

Ứng suất xoắn

$$\tau_k = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_{min}^3}$$

Ứng suất tương đương

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_k^2}$$

Ứng suất tới hạn Rankin

$$\sigma_R = \frac{Re}{1 + \frac{Re\lambda^2}{\pi^2 E}}$$

Ứng suất tới hạn Euler

$$\sigma_E = \pi^2 E / \lambda^2$$

Ứng suất tới hạn Johnson

$$\sigma_J = \frac{Re}{1 - \frac{Re\lambda^2}{4\pi^2 E}}$$

Áp lực ren tính toán

$$p_v = \frac{F}{0,75 \cdot \pi d_s (d - d_s) \frac{H}{p}}$$

19.1.3 Kiểm tra sức bền

$$\sigma_t \leq \text{Min}(\sigma_R, \sigma_E, \sigma_J) / k_s$$

$$\sigma_{\text{red}} \leq R_e / k_s$$

$$p_v \leq p_a$$

19.2 HỆ SỐ MA SÁT REN F_1

Ren	f_1
Ren Acme	0,1 đến 0,2
Trục vít	0,001

19.3 ÁP LỰC REN CHO PHÉP P_A

Dùng cho trục vít

Vật liệu	P_a (MPa)	P_a (psi)
Thép – sắt đúc	5 đến 7	700 đến 1000
Thép - đồng thanh thiếc	5 đến 15	700 đến 2200
Thép - thép	7,5 đến 10	1100 đến 1450

cuuduongthancong.com

CHƯƠNG 20

THỦ THUẬT TÍNH TOÁN TẤM PHẪNG

Tính toán tấm phẳng tròn, vuông và hình chữ nhật với tải trọng bề mặt được phân bố đều khắp bề mặt hoặc là tập trung ở trung tâm.



20.1 TẤM PHẪNG TRÒN

Kích thước mặt cắt ngang

$$A = \pi R^2$$

20.1.1 Cạnh được đỡ quanh vành rìa, tải trọng được phân bố đều khắp bề mặt

Ứng suất cực đại

$$S = \frac{0.39F}{t^2}$$

Độ võng

$$d = \frac{0.221FR^2}{Et^3}$$

Quay ở vị trí đỡ

$$\varphi = \frac{FR}{\pi Et^3}$$

20.1.2 Cạnh được cố định quanh vành rìa, tải trọng được phân bố đều khắp bề mặt

Ứng suất cực đại

$$S = \frac{0.24F}{t^2}$$

Độ võng

$$d = \frac{0.0543FR^2}{Et^3}$$

20.1.3 Cạnh được đỡ quanh vành rìa, tải trọng tập trung ở tâm

Ứng suất cực đại

$$S = \frac{0.48F}{t^2} \left[1 + 1.3 \log_e \frac{R}{0.325t} - 0.0185 \frac{t^2}{R^2} \right]$$

Độ võng

$$d = \frac{0.55FR^2}{Et^3}$$

Quay ở vị trí đỡ

$$\varphi = \frac{0.667FR}{Et^3}$$

20.1.4 Cạnh được cố định quanh vành rìa, tải trọng tập trung ở trung tâm

Ứng suất cực đại

$$S = \frac{0.62F}{t^2} \left[\log_e \frac{R}{0.325t} - 0.0264 \frac{t^2}{R^2} \right]$$

Độ võng

$$d = \frac{0.22FR^2}{Et^3}$$

Kiểm tra độ bền

$$\begin{aligned} S_{\max} &\leq R_c / k_s \\ k_s &\leq k \end{aligned}$$

20.2 TẤM PHẪNG VUÔNG

Kích thước mặt cắt ngang

$$A = L^2$$

20.2.1 Tấm phẳng vuông được đỡ ở tất cả bốn cạnh và tải trọng phân bố đều khắp bề mặt của tấm

Ứng suất cực đại

$$S = \frac{0.29F}{t^2}$$

Độ võng

$$d = \frac{0.0443FL^2}{Et^3}$$

20.2.2 Tấm phẳng vuông với tất cả các cạnh được cố định chắc và tải trọng phân bố đều khắp bề mặt của tấm

Ứng suất cực đại

$$S = \frac{0.31F}{t^2}$$

Độ võng

$$d = \frac{0.0138FL^2}{Et^3}$$

20.2.3 Tấm vuông với tất cả các cạnh được cố định chắc và một tải trọng đều khắp diện tích vòng nhỏ ở trung tâm

Ứng suất cực đại

$$S = \frac{0.62F}{t^2} \log_e \left(\frac{L}{2r_0} \right)$$

Trong đó:

r_0 : Bán kính vòng mà tải trọng tác động lên diện tích nó. Nếu $r_0 < 1.7t$, dùng $r_s = 0$
 $(1.6 r_0 + t) - 0.675t$.

Độ võng

$$d = \frac{0.0568FL^2}{Et^3}$$

20.2.4 Tấm vuông với tất cả các cạnh được đỡ trên và dưới, hoặc chỉ đỡ dưới, và tải trọng tập trung ở trung tâm

Ứng suất cực đại

$$S = \frac{0.62F}{t^2} \left[\log_e \left(\frac{L}{2r_0} \right) + 0.577 \right]$$

Độ võng

$$d = \frac{0.1266FL^2}{Et^3}$$

Kiểm tra độ bền

$$S_{\max} \leq R_c / k_s$$

$$k_s \leq k$$

20.3 TÍNH TẤM PHẪNG HÌNH CHỮ NHẬT

Kích thước mặt cắt ngang

$$A = L \cdot l$$

20.3.1 Tấm phẳng hình chữ nhật với các cạnh được đỡ ở đầu và cuối và tải trọng phân bố đều khắp bề mặt của tấm

Ứng suất cực đại

$$S = \frac{0.75F}{t^2 \left(\frac{L}{l} + 1.61 \frac{l^2}{L^2} \right)}$$

Độ võng

$$d = \frac{0.1422F}{Et^3 \left(\frac{L}{l^3} + \frac{2.21}{L^2} \right)}$$

20.3.2 Tấm phẳng hình chữ nhật với các cạnh được cố định và tải trọng phân bố đều khắp bề mặt của tấm

Ứng suất cực đại

$$S = \frac{0.5F}{t^2 \left(\frac{L}{l} + \frac{0.623l^2}{L^2} \right)}$$

Độ võng

$$d = \frac{0.0284F}{Et^3 \left(\frac{L}{l^3} + \frac{1.056l^2}{L^2} \right)}$$

Kiểm tra độ bền

$$\begin{aligned} S_{\max} &\leq R_c / k_s \\ k_s &\leq k \end{aligned}$$

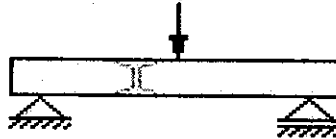
cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

CHƯƠNG 21

TÍNH TOÁN DẦM

Cho phép chúng ta thực hiện các phép tính các thanh thẳng của bất kỳ mặt cắt nào đặt trên N gối đỡ (đến 10 gối đỡ). Dầm có thể được ghép từ một vài phần của một mặt cắt không đổi. Chương trình sẽ tính toán tải trọng và các phân bố biến dạng và độ lớn của phản lực tại các gối đỡ.



21.1 CÁC CÔNG THỨC TÍNH TOÁN

Đây là thủ thuật tính một thanh dầm có các phần với tiết diện không đổi, đặt trên M gối đỡ với N chỗ chịu tải. Số gối đỡ được giới hạn đến 10 và số chỗ chịu tải trọng đến 20. Tính toán được thực hiện trong mặt phẳng XY và XZ và tổng bình phương của chúng được thực hiện.

Tính toán các lực cắt

$$T(x) = -\int q(x)dx + \sum_0^x F$$

Chú ý: Ảnh hưởng của trọng lượng được xét trong khi tính toán trên mặt phẳng XY
Tính toán các mômen uốn

$$M_0(x) = \int T(x)dx + \sum_0^x M_0$$

Tính toán độ xoắn

$$\varphi(x) = -\int \frac{M_0(x)}{EJ(x)} \cdot dx + \varphi(0) + \frac{\beta}{GS(x)}$$

Trong đó:

E: Môđun đàn hồi chịu kéo

G: Môđun đàn hồi xoắn

J: Mômen quán tính

β : Hệ số chuyển vị lực cắt

Tính toán độ biến dạng (độ võng)

$$y(x) = \int \varphi(x) \cdot dx + y(0)$$

Tính toán ứng suất uốn

$$\sigma_o(x) = \frac{M_o(x)}{W_o(x)}$$

Tính toán ứng suất cắt

$$\tau_1(x) = \frac{T(x)}{S(x)}$$

Tính toán ứng suất xoắn

$$\tau_i(x) = \frac{M_i(x)}{W_i(x)}$$

Tính toán ứng suất kéo/nén

$$\sigma_i(x) = \frac{\sum F_i}{S(x)}$$

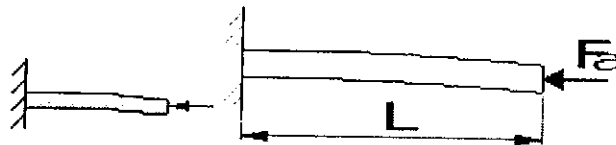
cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

CHƯƠNG 22

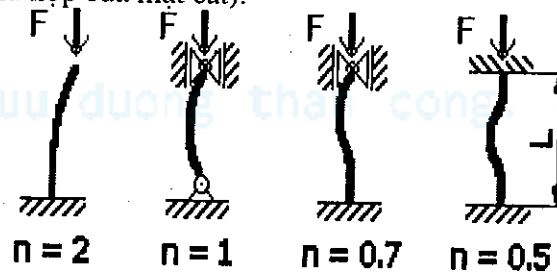
TÍNH TOÁN CỘT

Lựa chọn phần cột tối ưu hợp với tải trọng theo yêu cầu, cung cấp thiết kế và tính toán sức bền của cột chịu tải hướng trục.



22.1 CƠ SỞ TÍNH TOÁN ĐỘ OÀN CỦA TRỤ

Với một cột trụ chịu tải trọng dọc trục, tính toán sẽ theo đơn vị hệ Mét hoặc đơn vị Anh, phụ thuộc vào bộ tiêu chuẩn trong phần Design Accelerator. Tiêu chuẩn ANSI sẽ chạy theo đơn vị Anh (với kích thước phù hợp của mặt cắt).



22.1.1 Các thông số đầu vào

- F_a : Lực hướng trục
- n : Hệ số phụ thuộc cách định vị ở đầu trên của cột
- L : Độ dài lớn nhất của trụ chịu tải
- R_c : Độ bền giới hạn
- k_s : Hệ số an toàn
- E : Mô đun đàn hồi
- S : Diện tích
- J_{min} : Mômen quán tính cực tiểu (tối thiểu)

22.1.2 Các thông số tính toán

Chiều dài tối giản

$$L_{red} = n L$$

Bán kính

$$J_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}}$$

Hệ số mảnh

$$\lambda = L_{red} / J_{min}$$

Ứng suất áp (ứng suất: lực trên 1 đơn vị diện tích)

$$\sigma_t = F_a / S$$

Ứng suất tới hạn Rankin

$$\sigma_R = \frac{Re}{1 + \frac{Re \lambda^2}{\pi^2 E}}$$

Ứng suất tới hạn Euler

$$\sigma_E = \pi^2 E / \lambda^2$$

Ứng suất tới hạn Johnson

$$\sigma_J = \frac{Re}{1 - \frac{Re \lambda^2}{4\pi^2 E}}$$

Kiểm tra độ bền

Lực căng (kéo) giới hạn (giới hạn an toàn đòi hỏi)

$$\sigma_t \leq \text{Min} (Re, \sigma_R, \sigma_E, \sigma_J) / k_s$$

cuu duong than cong. com

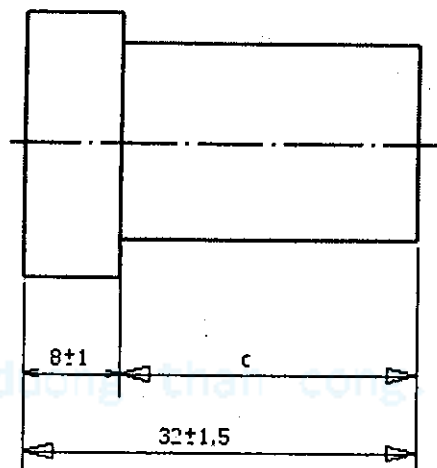
cuu duong than cong. com

CHƯƠNG 23

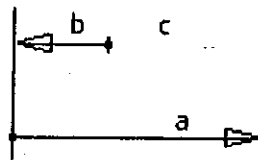
TÍNH TOÁN DUNG SAI

± 0.1 ± 0.15
 ± 0.25

Thực hiện cách tính toán về chuỗi kích thước thẳng, chuỗi kích thước chi tiết, chuỗi kích thước lắp ráp chi tiết.



Sơ đồ chuỗi



23.1 KHÂU TĂNG, KHÂU GIẢM, KHÂU KHÉP KÍN

Khâu tăng tỷ lệ thuận với khâu khép kín
Khâu giảm tỷ lệ nghịch với khâu khép kín

23.1.1 Khâu khép kín

$$c = a - b$$

23.1.2 Giá trị lớn nhất của khâu khép kín

$$C_{\max} = a_{\max} - b_{\min}$$

23.1.3 Giá trị bé nhất của khâu khép kín

$$C_{\min} = a_{\min} - b_{\max}$$

23.1.4 Sai lệch khâu khép kín

$$C_{\max} - C_{\min} = a_{\max} - a_{\min} - (b_{\min} - b_{\max})$$

23.1.5 Dung sai khâu khép kín

$$T_c = T_a + T_b$$

23.1.6 Dung sai của một khâu trong chuỗi

$$T_A = \sum_{i=1}^n T_i$$

23.1.7 Kích thước lớn nhất của một khâu trong chuỗi

$$A_{A \max} = \sum_{i=1}^{m \rightarrow} A_{i \max} - \sum_{j=1}^{n \leftarrow} A_{j \min}$$

23.1.8 Kích thước bé nhất của một khâu trong chuỗi

$$A_{A \min} = \sum_{i=1}^{m \rightarrow} A_{i \min} - \sum_{j=1}^{n \leftarrow} A_{j \max}$$

23.1.9 Kích thước của một khâu trong chuỗi

$$A_A = \sum_{i=1}^{m \rightarrow} A_i - \sum_{j=1}^{n \leftarrow} A_j$$

23.1.10 Sai lệch trên của khâu khép kín

$$ES_A = A_{A \max} - A_A$$

23.1.11 Sai lệch dưới của khâu khép kín

$$Ei_A = A_{A \min} - A_A$$