

Phần 3

Các Bộ Phận Truyền Động

Chương 6:

Truyền Động Đai

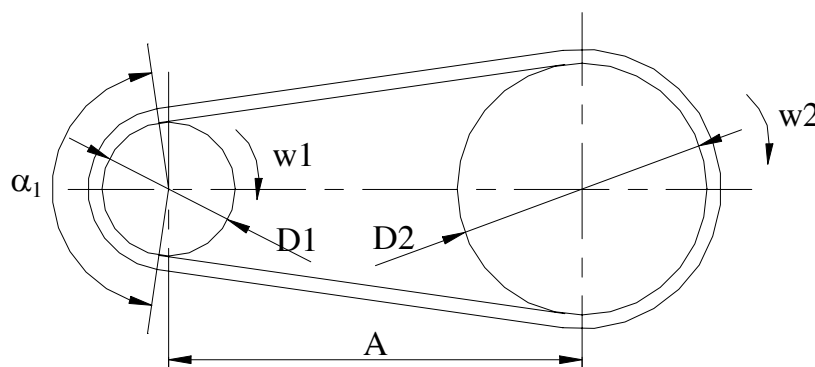
6.1. KHÁI NIỆM CHUNG:

Truyền động đai là kiểu truyền động phổ biến trong ngành cơ khí. Về cơ bản bộ truyền này gồm hai bánh đai – bánh dẫn và bánh bị dẫn – và một vòng đai mắc căng trên hai bánh. Cơ năng được truyền dẫn nhờ ma sát giữa đai và bánh đai.

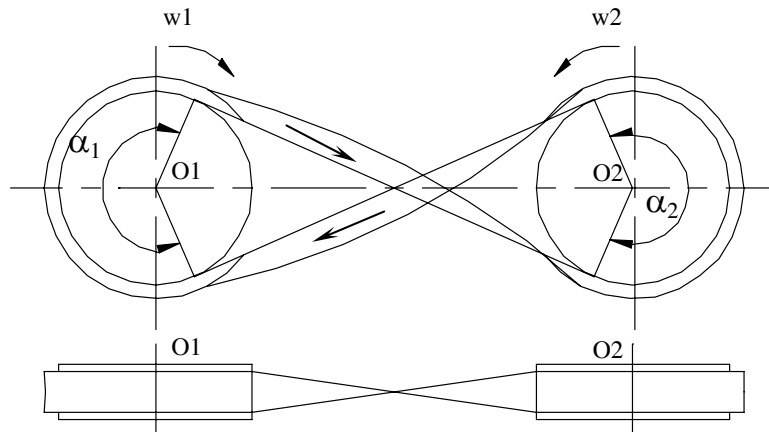
6.1.1. Phân loại và ưu nhược điểm:

Truyền động đai có thể bố trí theo kiểu thường (hình 1.1a), chéo (hình 1.1b), nửa chéo (hình 1.1c) và kiểu góc (hình 1.1d).

Trong quá trình làm việc đai bị dần dần ra, do đó có thể dùng các biện pháp điều chỉnh để tăng sức căng đai: dùng bánh căng đai hay thay đổi khoảng cách trục A (hình 1.1e).



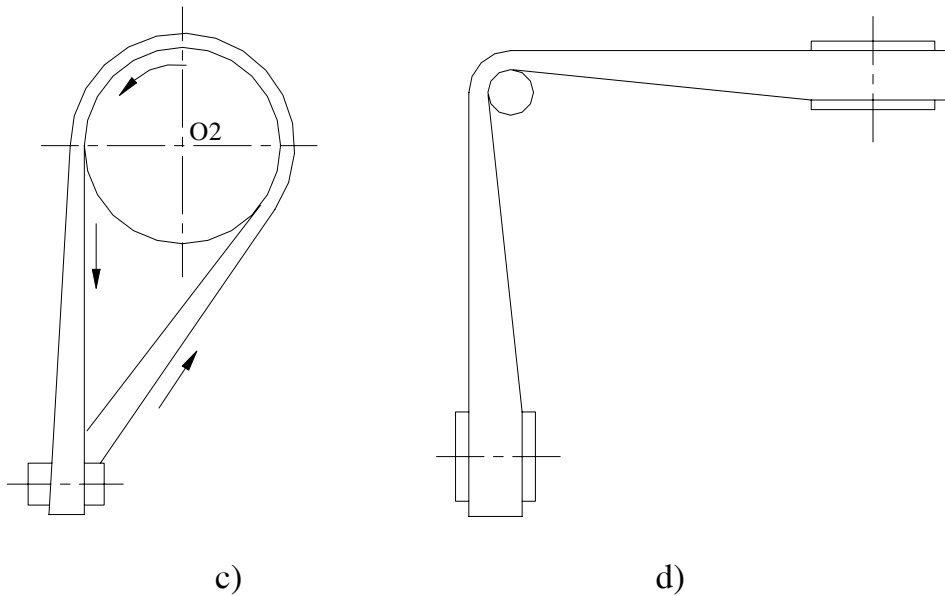
Hình 6.1a)



Hình 6.1b)

Ưu điểm:

- Khoảng cách trục khá lớn.
- Làm việc êm (vật liệu đai có tính đàn hồi).



Hình 6.1 c, d)

- Giữ an toàn cho máy khi quá tải (lúc đó đai trượt trơn hoàn toàn).
- Giá thành rẻ, kết cấu đơn giản, dễ sử dụng.

Nhược điểm:

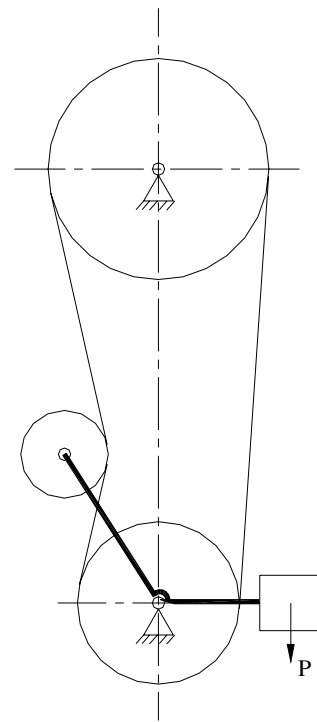
- Kích thước bộ truyền lớn...

- Trong quá trình truyền động có hiện tượng trượt đàn hồi nên hiệu suất thấp.
- Lực tác dụng lên trục khá lớn.
- Tuổi thọ thấp khi làm việc với vận tốc lớn.

Bộ truyền đai thường dùng để truyền công suất khoảng $(0,3 \div 50)$ KW, vận tốc $(5 \div 30)$ m/s.

Tỷ số truyền đai dẹt $i \leq 5$.

Tỷ số truyền đai thang $i \leq 10$.



Hình 6.1 e)

6.1.2. Các loại đai:

6.1.2.1. Yêu cầu của vật liệu làm đai:

- Đủ độ bền và độ bền mòn.
- Hệ số ma sát tương đối lớn để giảm lực căng đai.
- Mô đun đàn hồi nhỏ để ứng suất uốn σ_u sinh ra khi đai vòng quanh bánh đai không lớn.

Vật liệu da đáp ứng đầy đủ các yêu cầu trên, nhưng giá thành đắt và không dùng được trong môi trường axit và ẩm ướt (ít dùng).

Vật liệu vải và len có khả năng chịu tải kém nên ít phổ biến.

Hiện nay, đai vải – cao su được sử dụng rộng rãi, vì có sức bền lớn và tính đàn hồi cao ít bị ảnh hưởng bởi nhiệt độ và độ ẩm. Tuy nhiên đai vải và cao su không bền trong môi trường dầu, không chịu được tải trọng va đập và mòn nhanh trong truyền động chéo.

Trong tương lai, đai làm bằng chất dẻo sẽ được ứng dụng rộng rãi; vì nó có sức bền, mô đun đàn hồi lớn, tuổi thọ cao, khả năng chịu quá tải lớn.

6.1.2.2. Các loại đai:

a) Đai dẹt:

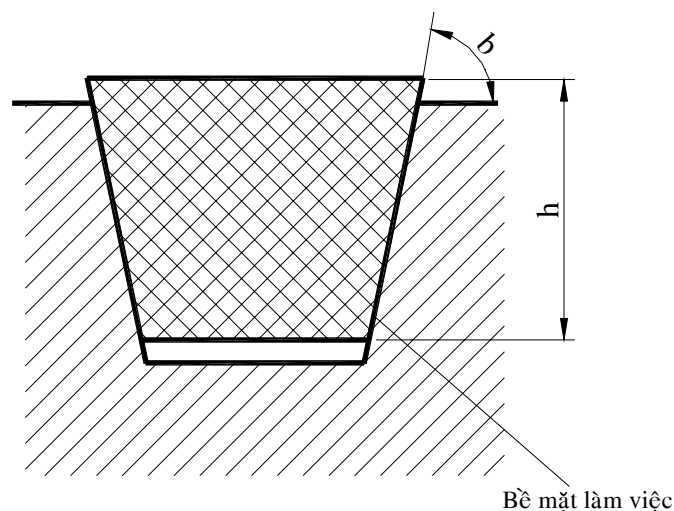
Được chế tạo thành băng dài, khi dùng phải nối đai để thích hợp với khoảng cách trục đã tính toán của bộ truyền. Chất lượng mỗi nối có ảnh hưởng lớn đến sự làm việc của bộ truyền. Vì thế yêu cầu của mỗi nối:

- Đạt sức bền đều giữa đầu nối và tiết diện nguyên của đai, có thể nối và phục hồi mỗi nối nhanh.
- Khối lượng, bề dày và độ cứng mỗi nối phải nhỏ để tránh sinh tải trọng động.

b) Đai hình thang:

Có tiết diện ngang là một hình thang cân, khác với đai dẹt, bề mặt làm việc của đai thang là hai mặt bên. Do tác dụng chêm của đai thang nên nó có hệ số ma sát lớn (gần bằng 3 lần của đai phẳng tương đương). Vì thế, có thể giảm lực căng đai.

Tuy nhiên, do chiều cao dây đai lớn nên ảnh hưởng xấu đến sức bền uốn.



Hình 6.2

Thường các thông số về tiết diện của đai dẹt, đai thang và chiều dài của dây đai thang được tiêu chuẩn hóa (tham khảo các sổ tay thiết kế cơ khí). Do đó khi thiết kế phải chọn tiết diện đai theo tiêu chuẩn.

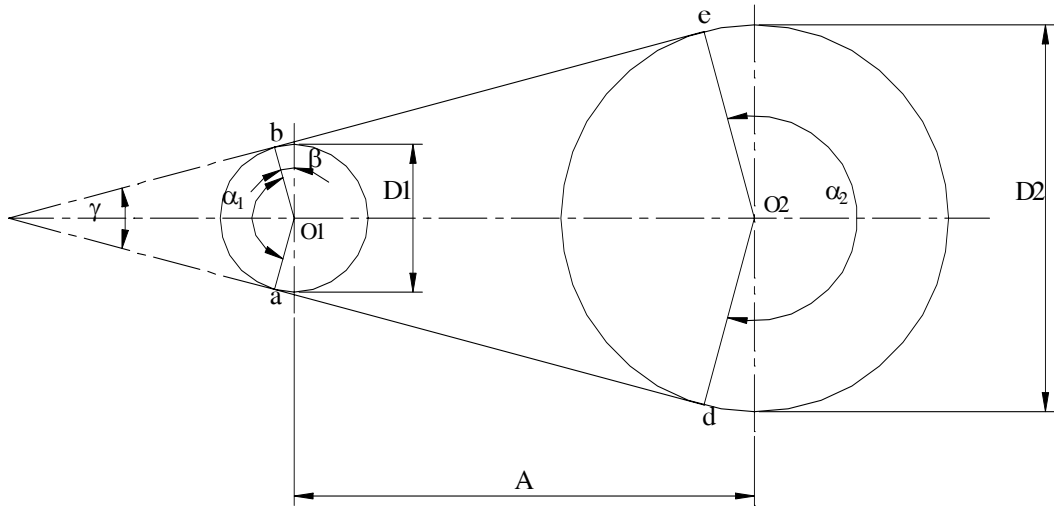
6.2. NHỮNG VẤN ĐỀ CƠ BẢN CỦA LÝ THUYẾT TRUYỀN ĐỘNG ĐAI:

6.2.1. Quan hệ giữa các thông số hình học của bộ truyền:

D_1, D_2 : đường kính tính toán bánh dẫn và bánh bị dẫn.

A : khoảng cách giữa hai trục.

α_1, α_2 : góc ôm của đai trên bánh nhỏ và bánh lớn.



Hình 6.3 a)

γ : góc giữa hai nhánh dây ($\gamma = 2\beta$).

$i = D_2/D_1$: tỷ số truyền.

6.2.1.1 Tính góc ôm α_1 :

$$\alpha_1 = \pi - 2\beta \text{ rad}$$

Thực tế $\beta \leq 15^\circ$ nên $\beta \approx \sin\beta = \frac{D_2 - D_1}{2A} \text{ rad}$

$$\Rightarrow \alpha_1 = \pi - \frac{D_2 - D_1}{A} = \pi - \frac{D_1(i - 1)}{A} \text{ rad} \quad (6.1)$$

$$\text{hay } \alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} = \pi - \frac{D_1(i - 1)}{A} \cdot 57^\circ \text{ độ}$$

α_1 quyết định khả năng tải của bộ truyền nên khi thiết kế phải đảm bảo đủ lớn. Đối với đai dẹt : $\alpha_1 \geq 150^\circ$.

Đối với đai thang: $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

6.2.1.2 Tính chiều dài L:

$$\begin{aligned} L &= 2A \cdot \cos\beta + \frac{D_1}{2} \cdot \alpha_1 + \frac{D_2}{2} \cdot \alpha_2 = 2A \cdot \cos\beta + \frac{D_1}{2} (\pi - 2\beta) + \frac{D_2}{2} (\pi + 2\beta) = \\ &= 2A \cdot \cos\beta + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \beta (D_2 - D_1) \end{aligned}$$

với $\alpha_1, \alpha_2, \beta$ tính bằng radian.

Khai triển hàm cosin:

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2!} \beta^2 + \frac{1}{4!} \beta^4 - \frac{1}{6!} \beta^6 \dots$$

Vì β nhỏ nên ta chỉ lấy hai số hạng đầu, lúc đó: (chú ý $\beta \approx \frac{D_2 - D_1}{2A}$)

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} \quad (6.2)$$

Nếu chiều dài L đã biết, ta tính khoảng cách trục:

$$A = \frac{2L - \pi(D_2 - D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \quad (6.3)$$

6.2.2. Tính lực tác dụng lên đai:

Để tạo lực ma sát giữa đai và bánh đai, cần phải căng đai. Gọi S_0 là lực căng ban đầu (khi bộ truyền đai chưa làm việc).

Khi tác dụng vào bánh dẫn moment xoắn M_1 (bộ truyền làm việc), trên nhánh dẫn lực tăng lên là S_1 và trên nhánh bị dẫn lực giảm xuống còn S_2 . Ta có hệ thức:

$$M_1 = \frac{D_1}{2}(S_1 - S_2)$$

$$\text{hay: } S_1 - S_2 = \frac{2M_1}{D_1} = P : \text{ lực vòng} \quad (6.4)$$

Nếu công suất N (Kw) của bộ truyền và vận tốc đai V (m/s) thì:

$$P = \frac{1000.N}{V}, N \quad (6.5)$$

Theo *Euler*, ta có hệ thức:

$$S_1 = S_2 \cdot e^{f\alpha} \quad (6.6)$$

α : góc ôm của đai trên bánh đai, rad.

f : hệ số ma sát.

Quan hệ giữa S_1 , S_2 , S_0 với P :

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= P \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \\ S_2 &= P \cdot \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} \\ S_0 &= \frac{P}{2} \cdot \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right) \end{aligned} \right\} \Rightarrow \begin{cases} S_1 = S_0 + \frac{P}{2} \\ S_2 = S_0 - \frac{P}{2} \end{cases}$$

Khi $f = f_{\max}$ từ (6.9), ta tìm được sức căng ban đầu nhỏ nhất $S_{0\min}$ cần thiết để truyền lực vòng P . Khi $S_0 < S_{0\min}$ đai bị trượt trơn. Với S_0 nhất định, nếu tăng f và α thì khả năng tải của bộ truyền tăng.

6.2.3. Ứng suất trong đai:

+ Ứng suất do lực ly tâm S_v gây ra:

$$\sigma_v = \frac{S_v}{F}, F: \text{tiết diện dây đai} \quad (6.10)$$

+ Ứng suất căng ban đầu do lực căng S_0 gây ra:

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{F} \quad (6.11)$$

Để lực ma sát đủ cho bộ truyền đai làm việc, trong kỹ thuật quy định:

- Đối với đai dẹt : $\sigma_0 = (1,8 \div 2) \text{ N/mm}^2$.
- Đối với đai thang: $\sigma_0 = (1,5 \div 1,6) \text{ N/mm}^2$

+ Ứng suất trên nhánh dẫn do S_1 gây ra:

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{F} = \frac{S_0}{F} + \frac{P}{2F} = \sigma_0 + \frac{\sigma_p}{2} \quad (6.12)$$

trong đó $\sigma_p = \frac{P}{F}$: ứng suất có ích.

+ Ứng suất trên nhánh bị dẫn do S_2 gây ra:

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{F} = \frac{S_0}{F} - \frac{P}{2F} = \sigma_0 - \frac{\sigma_p}{2} \quad (6.13)$$

+ Khi đai vòng qua bánh đai còn xuất hiện ứng suất uốn theo định luật Hooke:

$$\sigma_u = \varepsilon \cdot E$$

E : mô đun đàn hồi của vật liệu đai.

ε : độ dãn dài tương đối của thớ đai ngoài cùng.

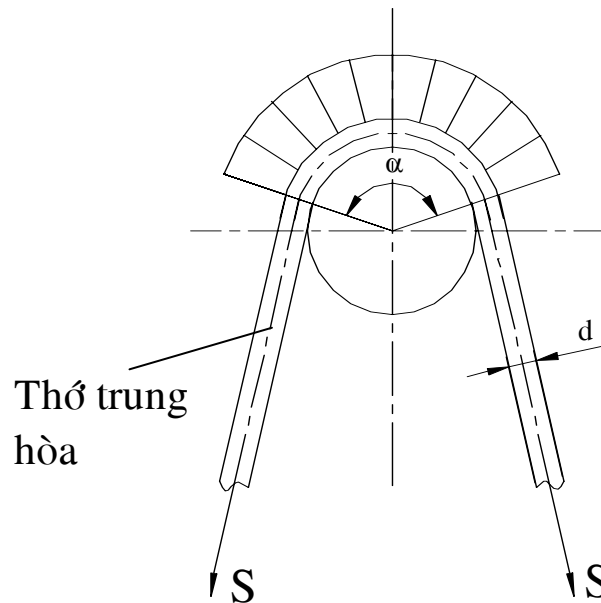
$$\varepsilon = \frac{y}{\rho}$$

với y : khoảng cách từ thớ ngoài cùng đến thớ trung hòa.

$$y = \frac{\delta}{2}$$

ρ : bán kính cong thớ trung hoà của đai, $\rho = D/2$

$$\text{Do đó: } \sigma_u = \frac{\delta}{D} E \quad (6.14)$$



Hình 6.3 b)

Vì $D_1 < D_2 \Rightarrow \sigma_{u1} > \sigma_{u2}$

Ứng suất tổng trên đai được biểu diễn trên hình 6.4. Trên nhánh dẫn của đai lúc đai vào nhánh nhỏ, ta có ứng suất lớn nhất:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{u1} + \sigma_v = \sigma_o + \frac{\sigma_p}{2} + \frac{\delta}{D} E + \sigma_v \quad (6.15)$$

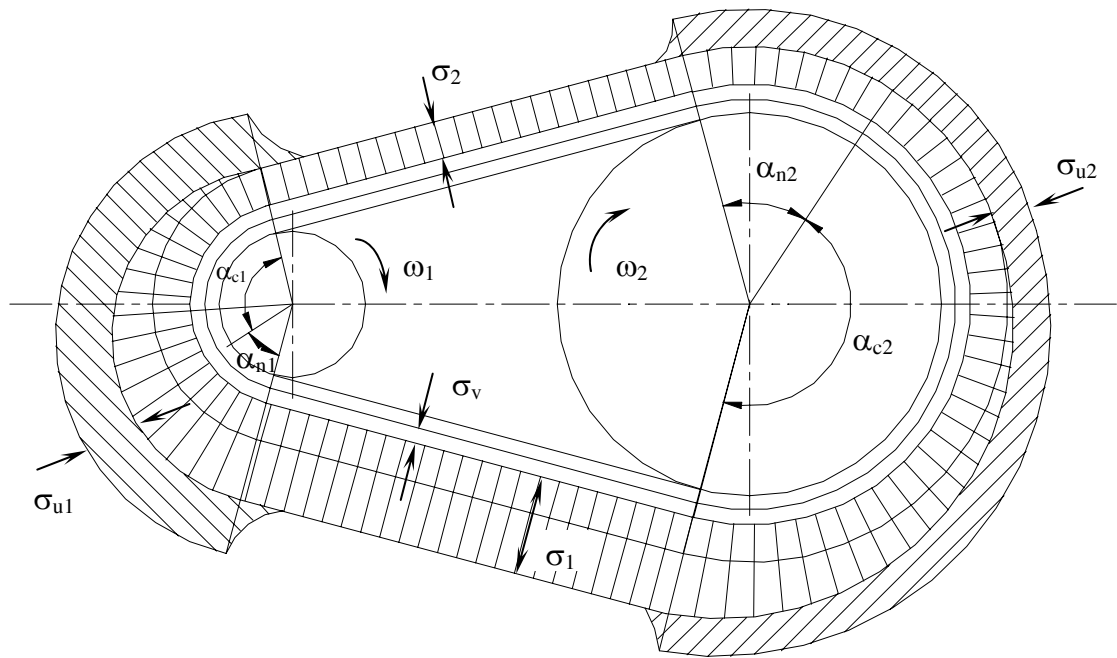
Giá trị này được dùng trong tính toán đai theo sức bền mỏi.

6.2.4. Sự trượt của đai:

Theo Jukovxki có hai dạng trượt của đai trên bánh đai:

- Trượt đàn hồi, luôn xảy ra khi đai chịu tải.

- Trượt trơn, chỉ xảy ra khi bộ truyền quá tải.



Hình 6.4

Khi bộ truyền đai làm việc, lực kéo trên nhánh dẫn lớn hơn lực kéo trên nhánh bị dẫn là P . Lực P sẽ làm ứng suất phân bố trên dây đai (loại ôm bánh đai) thay đổi, do đó đoạn dây đai này biến dạng không đều gây ra sự trượt trên bánh đai gọi là trượt đàn hồi. Cung trượt đàn hồi nằm ở phía nhánh ra khỏi bánh đai. Trên hình 6.4, cung trượt α_{e1} trên nhánh dẫn 1 và α_{e2} trên nhánh bị dẫn 2.

Vì có hiện tượng trượt đàn hồi nên vận tốc dài của bánh đai khác vận tốc dài trên dây đai, hiệu suất truyền động η thấp. Tỷ số truyền thực tế $i_u = \frac{D_2}{D_1(1-\xi)}$, với

$$\xi = (0,01 \div 0,02): \text{hệ số trượt} \left(\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \right).$$

6.2.5. Đường cong trượt và đường cong hiệu suất:

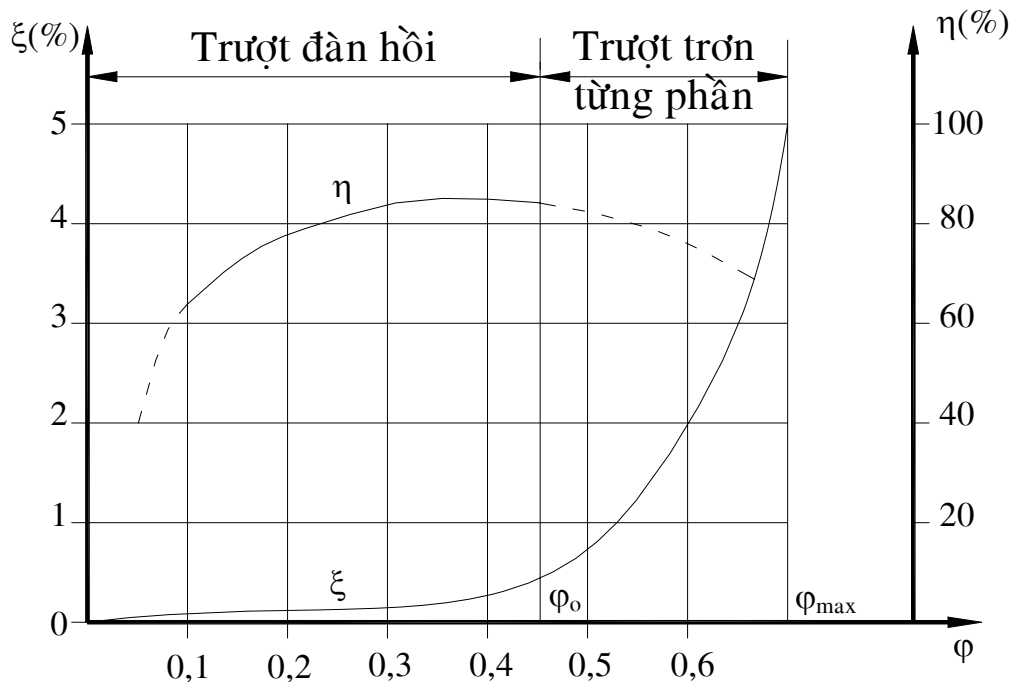
Khả năng tải của bộ truyền đai được đặc trưng bằng đường cong trượt và đường cong hiệu suất. Các đồ thị này được xây dựng theo kết quả thí nghiệm các loại đai và vật liệu đai.

$$\text{Trục tung ghi hệ số trượt } \xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \times 100\% \quad (6.16)$$

Và hiệu suất $\eta\%$.

V_1, V_2 : vận tốc bánh dẫn và bị dẫn.

$$\text{Trục hoành ghi hệ số kéo: } \varphi = \frac{P}{2S_0} = \frac{\sigma_p}{2\sigma_0} \quad (6.17)$$



Hình 6.5

Đường cong biểu diễn quan hệ ξ và φ gọi là đường cong trượt. Trong khoảng $0 \leq \varphi \leq \varphi_0$; ξ tăng theo tỷ lệ bậc nhất, lúc này ở bộ truyền chỉ có trượt đàn hồi. Khi $\varphi > \varphi_0$ sẽ có trượt trơn từng phần, hệ số ξ tăng khác quy luật bậc 1. Và $\varphi > \varphi_{\max}$ thì xảy ra trượt trơn toàn phần, lúc này hiệu suất bộ truyền $\eta = 0$.

Ở đường cong hiệu suất, ban đầu η tăng theo φ (vì công suất tổn thất trong các ổ trục giảm tương đối so với công suất có ích). $\eta_{\max}$ khi $\varphi = \varphi_0$, phần tổn thất công suất trong khoảng này chủ yếu do nội ma sát trong dây đai (do đó khi bánh đai càng nhỏ hiệu suất càng giảm).

Khi $\varphi > \varphi_0$, hiệu suất bộ truyền giảm nhanh do đai trượt nhiều.

6.2.6. Vận tốc và tỷ số truyền:

$$\text{Vì có trượt nên } V_2 < V_1: V_2 = V_1(1 - \xi) \quad (6.18)$$

Trong đó:

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}; \quad V_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}$$

Tỷ số truyền:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\xi)} \quad (6.19)$$

Trong các phép tính gần đúng, có thể bỏ qua hệ số trượt, nên:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (6.20)$$

6.3. TÍNH TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

Thiết kế truyền động đai là xác định kích thước bộ truyền theo các điều kiện làm việc của nó. Thường thiết kế bộ truyền đai theo khả năng kéo và và kiểm nghiệm theo độ bền lâu.

6.3.1. Tính đai theo khả năng kéo

Phương pháp tính này dựa trên cơ sở đồ thị đường cong trượt khi $\varphi \leq \varphi_0$. Đai chỉ xảy ra hiện tượng trượt đàn hồi, do đó tải trọng có ích của bộ truyền không vượt quá tải trọng có ích cho phép $[P_0]$.

$$[P_0] = 2 \cdot \varphi_0 \cdot S_0$$

Gọi $[\sigma_p]_0$: ứng suất có ích cho phép, ta có:

$$[\sigma_p]_0 = L_{\min} = \frac{v}{u_{\max}}, \text{ với } u_{\max} = 3 \div 5 \quad (6.21)$$

Qua (6.21) ta thấy σ_0 sẽ quyết định khả năng tải của bộ truyền, nếu σ_0 tăng thì $[\sigma_p]_0$ tăng. Tuy nhiên nếu σ_0 quá lớn thì đai chóng bị dẫn và mau hỏng.

Ngoài ra, bằng thí nghiệm ta thấy rằng φ_0 phụ thuộc δ/D nên $[\sigma_p]_0$ cũng phụ thuộc δ/D và được xác định bằng g công thức:

$$[\sigma_p]_0 = 2\sigma_0\varphi_0 = a - \omega \frac{\delta}{D} \quad (6.22)$$

Trị số a , ω xác định qua thí nghiệm, vì điều kiện thí nghiệm khác với điều kiện thực tế nên ứng suất có ích cho phép thực tế sẽ xác định theo công thức :

$$[\sigma_p] = [\sigma_p]_0 \cdot C \quad (6.23)$$

Giá trị của $[\sigma_p]_0$ của đai dẹt, $\alpha_1 = 180^\circ$, $v = 10\text{m/s}$, tải trọng êm – Bảng 6.1

Bảng 6.1

Loại đai	$[\sigma_p]_0$ [N/mm ²]	δ/D_1
Đai vải cao su	$2,45 - 9,81 \cdot \delta/D_1$	$\leq 1/40$
Đai vải	$2,06 - 14,7 \cdot \delta/D_1$	$\leq 1/30$

Giá trị của $[\sigma_p]_0$ đối với đai thang, $\alpha_1 = 180^\circ$, $v = 10\text{m/s}$, tải trọng êm.

Bảng 6.2

Đường kính bánh nhỏ D _I (mm)	Loại đai	[σ _p] _o N/mm ²		Đường kính bánh nhỏ D _I (mm)	Loại đai	[σ _p] _o N/mm ²	
		Với σ _o = 1,18 N/mm ²	Với σ _o = 1,47 N/mm ²			Với σ _o = 1,18 N/mm ²	Với σ _o = 1,47 N/mm ²
71	0	1,42	1,59	320	Γ	1,48	1,64
80		1,54	1,71	360		1,69	1,89
≥ 90		1,62	1,82	400		1,87	2,12
100	A	1,48	1,64	≥ 450		1,88	2,20
112		1,58	1,76	500	1,48	1,64	
≥ 125		1,67	1,87	560	1,69	1,89	
140		1,48	1,64	≥ 630	E	1,88	2,20
160		1,64	1,84	800		1,48	1,64
≥ 180		1,71	2,01	900		1,70	1,91
200	B	1,48	1,64	≥ 1000		1,88	2,2
224			1,85				
250			2,03				
≥ 280			2,20				

Đối với đai dẹt: $C = C_t \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_b$

Đối với đai thang: $C = C_t \cdot C_\alpha \cdot C_v$

Trong đó: C_t là hệ số nói lên ảnh hưởng của chế độ tải trọng đến tuổi thọ của bộ truyền (Bảng 6.3)

Bảng 6.3

Đặc tính tải trọng	Tải trọng êm, giá trị mở máy bằng 120% giá trị định mức	Tải trọng rung động nhẹ, giá trị mở máy bằng 150% giá trị định mức	Tải trọng rung động, giá trị mở máy bằng 200% giá trị định mức	Có va đập, giá trị mở máy bằng 300% giá trị định mức
C_t	1,0	0,9	0,8	0,7

C_α : hệ số ảnh hưởng của góc ôm (Bảng 6.4)

Bảng 6.4

Góc ôm bánh nhỏ α_1°	180	170	160	150	140	130	120
Đai dẹt	1,0	0,97	0,94	0,91	-	-	-
Đai thang	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

C_v : hệ số ảnh hưởng của vận tốc.

Đối với đai dẹt $C_v = 1,04 - 0,0004 V^2$

Đối với đai thang $C_v = 1,05 - 0,0005 V^2$

C_b : hệ số ảnh hưởng đến việc bố trí bộ truyền.

Bảng 6.5

Truyền động	Giá trị của góc θ giữa đường nối tâm hai bánh đai & phương ngang		
	0÷60	60÷80	80÷90
Kiểu thường	1,00	0,9	0,8
Kiểu chéo	0,9	0,8	0,7

Chú thích: đối với bộ truyền đai có bánh căng đai thì

$$C_b = 1, \forall \theta$$

Đối với bộ truyền đai dẹt cần xác định δ và b để tỷ số δ/D_1 không vượt quá giá trị cho phép. Ta chọn δ và tính b :

$$F = \delta.b \geq \frac{P}{[\sigma_p]} = \frac{P}{[\sigma_p]_o.C} \Rightarrow b \geq \frac{1000.N}{v.\delta.[\sigma_p]_o.C} \quad (6.24)$$

Đối với bộ truyền đai thang, vì đã chọn trượt các loại đai theo công suất cần truyền nên tiết diện F đã biết. Cần xác định số đai Z :

$$Z \geq \frac{P}{[\sigma_p]_o.C.F} \text{ hay } Z \geq \frac{1000.N}{[\sigma_p]_o.C.F.V} \quad (6.25)$$

6.3.2. Tính đai theo độ bền lâu

Trong quá trình làm việc, các tiết diện đai lần lượt chịu các ứng suất khác nhau, tùy theo vị trí của nó, sẽ làm đứt dần các lớp đai và sau một số chu kỳ làm việc đai không dùng được nữa.

Phân tích các kết quả thí nghiệm về tuổi thọ đai và nghiên cứu thời hạn làm việc của đai trong thực tế, người ta thấy đối với vật liệu đai cũng có thể áp dụng hệ thức:

$$\sigma^m \cdot N = \text{const}$$

N: số vòng làm việc của đai đến khi hỏng (tuổi thọ)

m: số mũ – có giá trị khác nhau đối với từng loại đai.

Để tiện cho tính toán, phương trình tuổi thọ của đai với tỷ số truyền $i = 1$ và tải trọng ổn định được viết dưới dạng:

$$\sigma^m \cdot 3600 \cdot u \cdot x \cdot T_1 = \sigma_{N_0}^m \cdot N_0 \quad (6.26)$$

trong đó:

σ : ứng suất lớn nhất trong đai

$u = v/L$: số vòng chạy của đai trong 1 giây.

x : số bánh đai.

T_1 : tuổi thọ của đai, giờ

N_0 : số chu kỳ cơ sở, $N_0 = 10^7$

σ_{N_0} : giới hạn của đai ứng với $N_0 = 10^7$

Nếu $i \neq 1$, điều kiện làm việc của đai nhẹ hơn, vì ứng suất uốn trên bánh lớn có trị số nhỏ hơn nên tuổi thọ tăng:

$$T = \Psi \cdot T_1$$

Hệ số Ψ phụ thuộc vào i và loại đai (tra sổ tay)

Tuy nhiên do chưa có số liệu đầy đủ và kinh nghiệm về tính đai theo độ bền lâu nên người ta thường tính đai bằng cách hạn chế số vòng quay của đai trong 1 giây.

Với vận tốc làm việc yêu cầu V , ta có thể giảm số vòng chạy u bằng cách tăng chiều dài L và đương nhiên để đai làm việc lâu dài phải có điều kiện:

$$u = \frac{V}{L} \leq u_{\max} \Rightarrow L \geq L_{\min} = \frac{V}{u_{\max}} \quad (6.27)$$

6.4. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

6.4.1. Xác định khoảng cách A và chiều dài đai L

Chiều dài tối thiểu của đai (theo 6.27):

$$L_{\min} = \frac{V}{u_{\max}}, \text{ với } u_{\max} = 3 \div 5$$

Tính A theo $L_{\min}$ (dùng công thức (6.3))

Đối với truyền động thường để α đủ lớn, do đó A cần thỏa điều kiện:

$$A \geq 2 \cdot (D_1 + D_2) \quad (6.33)$$

Nếu A tính theo $L_{\min}$ không thỏa (6.33) cần tăng A để:

$$A = 2(D_1 + D_2)$$

Và tính lại L theo A (công thức (6.2)). Để nối đai, sau khi tính xong cần tăng thêm chiều dài đai khoảng $(100 \div 400)$ mm tùy theo cách nối.

6.4.2. Tính góc ôm α_1 (theo (6.1)) và kiểm nghiệm điều kiện

$$\alpha_1 \geq 150^\circ \quad (6.34)$$

Nếu $\alpha_1 < 150^\circ$, cần tăng A hay dùng bánh căng đai.

6.4.3. Xác định tiết diện đai

Chọn trượt chiều dày đai theo tỷ số δ/D , quy tròn theo tiêu chuẩn (Bảng 6.7)

Chiều rộng đai tìm theo công thức (6.24) và quy tròn theo tiêu chuẩn (bảng 6.6)

Bảng 6.6

Vải cao su			Da		Dệt	
Loại A	Loại B	Loại B	Đơn	Kép	Sợi vải	Sợi len
20	20	20	20	-	-	-
25	25	25	25	-	-	-
30	30	30	30	-	-	-
-	-	-	35	-	-	-
40	40	40	40	-	40	-
45	45	-	45	-	-	-
50	-	50	50	-	50	50
60	-	60	60	-	60	60
(65)	-	(65)	-	-	-	-
70	-	70	70	-	-	-
75	-	75	75	-	75	75
80	80	80	80	-	-	-
85	-	85	85	85	-	-
90	90	90	90	90	90	-
-	-	-	95	95	-	-
100	-	100	100	100	100	100
(115)	-	-	115	115	115	115
(120)	-	-	-	-	-	-

125	-	125	125	125	-	125
150	150	150	150	150	150	150
(175)	-	-	175	175	175	175
200	200	200	200	200	200	200
(225)	-	-	225	225	225	225
250	250	250	250	250	250	250
(275)	-	-	275	275	-	-
300	300	300	300	300	-	300
-	-	-	-	-	-	350
-	375	375	-	-	-	-
400	400	400	-	-	-	400
-	425	425	-	-	-	-
450	450	450	-	-	-	450
500	500	500	-	-	-	500
(550)	-	-	-	-	-	-
600	-	-	-	-	-	-

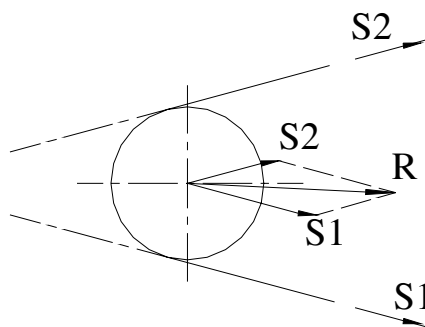
6.4.4. Xác định chiều rộng B của bánh đai

Xác định chiều rộng B của bánh đai theo công thức:

$$B = 1,1.b + (10 \div 15) , \text{ mm} \quad (6.35)$$

Đối với truyền động thường và lấy tròn theo tiêu chuẩn (bảng 6.8)

6.4.5. Tính lực căng và lực tác dụng lên trục



Hình 6.6

$$\text{Gọi } \vec{R} = \vec{S}_1 + \vec{S}_2$$

$$R = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2S_1S_2 \cos \gamma} \quad (6.36)$$

với

$$S_1 = S_0 + \frac{P}{2} : \text{lực căng nhánh dẫn}$$

$$S_2 = S_0 - \frac{P}{2} : \text{lực căng nhánh bị dẫn}$$

S_0 : lực căng ban đầu

$$R = \left[2S_0^2 + \frac{P^2}{2} + 2 \left(S_0^2 - \frac{P^2}{4} \right) \left(2 \cos^2 \frac{\gamma}{2} - 1 \right) \right]^{1/2} \quad (6.37)$$

$$R \cong \left[4S_0^2 \cos^2 \frac{\gamma}{2} + P \left(1 - \cos^2 \frac{\gamma}{2} \right) \right]^{1/2} \cong 2S_0 \cos \frac{\gamma}{2} = 2S_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

Trong các bộ truyền có trục không di động, lúc đầu thường căng đai với lực lớn hơn S_0 để bù lại sự giảm lực căng do đai bị dẫn sau một thời gian làm việc. Do đó khi tính lực tác dụng lên trục ta nhân thêm 1,5 vào S_0 :

$$R = 3S_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

Lực căng:

$$S_0 = \sigma_0 \cdot F$$

Bảng 6.8

Đường kính và chiều rộng bánh đai dẹt (mm)

Đường kính D	Sai lệch cho phép	Đường kính D	Sai lệch cho phép	Khi chiều rộng đai ba	Chiều rộng bánh đai B	Sai lệch cho phép
50	± 1	560	± 4	30	40	-2
63		630		40	50	
80		710		50	60	
		800		60	70	
		900		70 và 75	80	
90						
100						
120	± 2	80		85 và 90	100	
125		1200		100	125	-4

140		1250		125	150	
160		1400	± 6	150	175	
180		1600		175	200	-6
200		1800		200	225	
		2000				
		2250				
225				225	250	
250						
280				250 và 275	300	-8
320	± 3					
360		1500		300	350	
400		2800				
450		3200	± 8	350	400	
500		3400		400	450	
		3600		450	500	-10
		4000		500 và 550	600	

6.5. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ TRUYỀN ĐỘNG ĐẠI HÌNH THANG

6.5.1. Chọn loại đai (tiết diện đai) theo công suất cần truyền

Theo bảng 6.9

Bảng 6.9

Bảng hướng dẫn chọn loại tiết diện đai thang

Công suất truyền (kw)	Vận tốc đai, m/s			Công suất truyền (kw)	Vận tốc đai, m/s		
	< 5	5 ÷ 10	> 10		< 5	5 ÷ 10	> 10
	Loại tiết diện				Loại tiết diện		
< 1	0, A	0, A	0	15 ÷ 30	-	B, I	B, I
1 ÷ 2	0, A, b	0, A	0, A	30 ÷ 60	-	I, II	B, I
2 ÷ 4	A, b	0, A, b	0, A	60 ÷ 120	-	II	I, II
4 ÷ 7,5	b, B	A, b	A, b	120 ÷ 200	-	II, E	I, II
7,5 ÷ 15	B	b, B	b, B	> 200	-	-	II, E

Cùng một công suất có thể chọn vài loại tiết diện. Nếu chọn loại tiết diện nhỏ đường kính bánh đai có thể nhỏ (xem bảng 6.10) nhưng số đai cần thiết sẽ tăng. Chọn loại đai lớn thì ngược lại. Vì thế cần thiết theo một số phương án, rồi tùy điều kiện cụ thể mà quyết định.

Bảng 6.10

Đường kính bánh đai nhỏ (dùng cho đai hình thang)

Loại đai	O	A	b	B	I	II	E
Đường kính bánh đai nhỏ	63÷140	100÷200	140÷280	200÷400	315÷630	500÷1000	800÷1600

6.5.2. Xác định đường kính bánh đai nhỏ

Tra bảng 6.10 (cho trị số nhỏ nhất và trị số nên dùng) tùy loại đai. Đường kính bánh đai (đường kính tính toán, cũng là đường kính danh nghĩa) là đường kính của vòng tròn qua lớp trung hòa của đai (khi đai vòng qua bánh). Nếu không hạn chế về kích thước nên lấy đường kính bánh nhỏ tương đối lớn để vận tốc đai gần trị số có lợi nhất: (20÷25) m/s, như vậy lực có ích không lớn lắm, số đai cần thiết ít đi và đai được bền lâu (do ứng suất giảm khi đường kính tăng). Nhưng vận tốc đai quá lớn sẽ ảnh hưởng đến khả năng kéo của bộ truyền:

Kiểm nghiệm vận tốc đai:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \leq v_{\max} = 30 \div 35 \text{ m/s}$$

6.5.3. Tính đường kính bánh đai lớn và tính số vòng quay thực n'_2 của bánh bị dẫn

Tương tự như đối với đai dẹt.

6.5.4. Chọn sơ bộ khoảng cách trục A

$$2(D_1 + D_2) \geq A \geq 0,55 \cdot (D_1 + D_2) + h$$

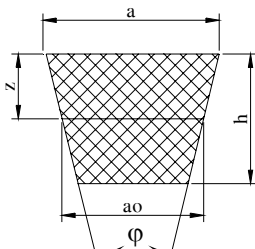
h: chiều cao tiết diện đai (xem bảng 6.12). Có thể chọn A theo tỷ số truyền i (bảng 6.11):

Bảng 6.11

Bảng hướng dẫn chọn A của đai hình thang

i	1	2	3	4	5	≥ 6
A	1,5D ₁	2,4D ₁	3D ₁	3,8D ₁	4,5D ₁	5D ₁

Bảng 6.12**Kích thước tiết diện đai hình thang**

Sơ đồ	Ký hiệu	Kích thước tiết diện các loại đai (mm)						
		O	A	b	B	I	II	E
	a_o	8,5	11	14	19	27	32	42
	H	6	8	10,5	13,5	19	23,5	30
	a	10	13	17	22	32	38	50
	z	2,1	2,8	4,1	4,8	6,9	8,3	11
	F(diện tích mm^2)	47	81	138	230	476	692	1170

6.5.5. Tính chiều dài đai L

Theo A sơ bộ (công thức (6.2)) và quy tròn theo tiêu chuẩn (bảng 6.13).

Bảng 6.13**Các trị số chiều dài đai hình thang**

Tiết diện	O	A	b	B	I	II	E
Chiều dài danh nghĩa là chiều dài trong L_o	500 đến 1600	600 đến 1600	-	-	-	-	-
Chiều dài danh nghĩa là chiều dài tính L	1700 đến 2500	1700 đến 4000	1700 đến 6300	1800 đến 9000	350 đến 11200	4750 đến 14000	6700 đến 14000

Những chiều dài tiêu chuẩn:

500	530	560	600	630	670	710	750	800	850	
900	950	1000	1060	1120	1180	1250	1320	1400	1500	1600
1700	1800	1900	2000	2120	2240	2360	2500	2650		
2800	3000	3150	3350	3550	3750	4000	4250	4500		
4750	5000	5300	5600	6000	6700	7100	7500	8000		
8500	9000	9500	10000	10600	11200	11800	12500	13200	14000	

Chú thích: Khi ngắn hơn 1600 mm, chiều dài trong là chiều dài danh nghĩa. Chiều dài tính (qua lớp trung hòa) sẽ lớn hơn chiều dài danh nghĩa một lượng x , đối với đai O: $x = 25$ mm, đối với đai A: $x = 33$ mm và đối với B: $x = 40$ mm.

Kiểm nghiệm số vòng chạy của đai trong một giây theo công thức $u = \frac{v}{L} \leq u_{\max} = 10$.

Nếu u quá lớn, cần tăng thêm chiều dài L (chọn theo tiêu chuẩn).

6.5.6. Xác định chính xác khoảng cách trục A theo L đã quy tròn

6.5.7. Xác định góc ôm α_1

Tính α_1 theo công thức (6.1) và kiểm nghiệm điều kiện

$$\alpha_1 \geq 120^\circ$$

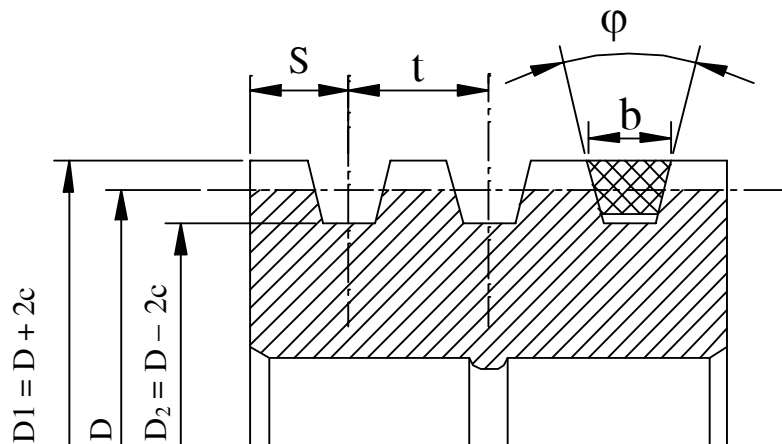
6.5.8. Xác định số đai Z cần thiết

Dùng công thức (6.25). Số đai Z không nên lấy quá $8 \div 12$ đai, vì số đai càng nhiều tải trọng phân bố trên mỗi đai càng không đều.

6.5.9. Tính chiều rộng bánh đai

$$B = (z - 1) \cdot t + 2S$$

Các kích thước của bánh đai xem hình 6.7 và bảng 6.14



Hình 6.7

Bảng 6.14**Kích thước rãnh bánh đai hình thang**

Ký hiệu kích thước (theo hình 8.29)	Loại tiết diện						
	O	A	b	B	I	II	E
c	2,5	3,5	5	6	8,5	10	12,5
e	10	12,5	16	21	38,5	34	43
t	12	16	20	26	37,5	44,5	58
s	8	10	12,5	17	24	29	38
b khi $\varphi = \begin{cases} 34^\circ \\ 36^\circ \\ 38^\circ \\ 40^\circ \end{cases}$	10,0	13,1	17,0	22,7	-	-	-
	10,1	13,3	17,2	22,9	32,5	38,5	-
	10,2	13,4	17,4	23,1	32,8	38,9	50,6
	10,3	13,5	17,6	23,3	33,2	39,3	51,1
Kích thước mm							

6.5.10. Tính lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục

Lực căng ban đầu: $S_o = \sigma_o \cdot F$ (đối với mỗi đai) với F : tiết diện một đai.

Lực tác dụng lên trục:

$$R \approx 3S_o \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_i}{2} \quad (6.39)$$