

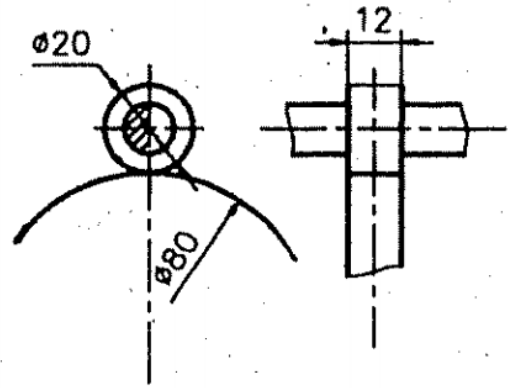
BÀI TẬP CHI TIẾT MÁY

PHẦN TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ

TRUYỀN ĐỘNG BÁNH MA SÁT

Bài 1

Tìm lực ép hướng tâm cho phép và công suất truyền tương ứng đối với bộ truyền bánh ma sát trụ (Hình 1). Biết: Bánh dẫn có số vòng quay 2400 vòng/phút. Vật liệu dẫn là techtolit, mô đun đàn hồi $E_1 = 6000 \text{ MPa}$, vật liệu bánh bị dẫn là thép CT3, mô đun đàn hồi $E_2 = 21500 \text{ MPa}$, ứng suất nén cho phép là 80 MPa . Hệ số ma sát $f = 0,25$, hệ số an toàn $s = 1,25$.



Bài 2

Tính ứng suất tiếp xúc cho phép của bộ truyền bánh ma sát trụ biết: Vật liệu của bộ truyền bằng thép Cr15, độ rắn khi tôi đạt $HRC = 60$, độ cứng $HB = 262$. Mô đun đàn hồi tương đương $E = 2,1 \cdot 10^5$. Tải trọng thay đổi không đáng kể, thời gian phục vụ $L = 6$ năm, hệ số làm việc trong ngày $K_{ng} = 0,33$; hệ số làm việc trong năm $K_n = 0,7$.

Bài 3

Sử dụng bộ truyền bánh ma sát trụ với các thông số cho như bài 2. Cho công suất $P_2 = 6 \text{ KW}$, số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 1240$ vòng/phút, tỷ số truyền $u = 2$, hiệu suất bộ truyền $\eta = 0,85$, hệ số an toàn tiếp xúc $s = 1,5$, hệ số trượt đàn hồi $\xi = 0,02$, hệ số chiều rộng bánh ma sát $\psi_{ba} = 0,4$, hệ số ma sát $f = 0,05$, bộ truyền được bôi trơn và che kín. Tính khoảng cách trục của bộ truyền, đường kính các bánh ma sát chủ động và bị động, chiều rộng của bánh ma sát và lực nén hướng tâm.

Bài 4

Tính kích thước các bánh ma sát của bộ truyền bánh ma sát đĩa (Hình 2) và xác định lực ép nếu như công suất truyền $P_1 = 2,5 \text{ KW}$, số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 600$ vg/ph, số vòng quay lớn nhất của con lăn bị dẫn $n_{2\max} = 600$ vg/ph, khoảng điều chỉnh tốc độ $D = 3$, hệ số ma sát $f = 0,2$, tải trọng riêng $[q] = 39 \text{ N/mm}$, hệ số an toàn tiếp xúc $s = 1,3$, hệ số trượt đàn hồi $\xi = 0,02$, hệ số $\psi_{bd} = 0,5$.

TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

Bài 1

Lực căng trên các nhánh của bộ truyền đai $F_1=2000\text{N}$, $F_2=700\text{N}$, tiết diện mặt cắt ngang của đai $A=500\text{mm}^2$. Xác định ứng suất kéo lớn nhất, ứng suất ban đầu và ứng suất có ích trong các nhánh đai.

Bài 2

Xác định góc trượt đàn hồi của đai khi hệ số ma sát $f = 0,35$. Cho biết ứng suất lớn có ích $\sigma_t=0,6\sigma_0$ và ứng suất phụ do lực ly tâm gây nên $\sigma_v=0,1\sigma_0$

Bài 3

Các thông số hình học của bộ truyền đai nằm ngang : đường kính bánh dẫn $d_1=250\text{mm}$, bánh bị dẫn $d_2=1000\text{mm}$, khoảng cách trục $a = 2500\text{mm}$, số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 1200$ vg/ph. Đai bằng vải cao su 4 lớp có chiều dày đai $\delta=6\text{mm}$, chiều rộng đai $b = 250\text{mm}$. Chế độ làm việc tải trọng dao động nhẹ. Bộ truyền có thể truyền công suất 20kW hay không ?

Bài 4

Bộ truyền đai dẹt truyền công suất $P_1 = 7,5\text{kW}$, số vòng quay bánh dẫn $n_1=1000$ vg/ph, bánh bị dẫn 400 vg/ph, đường kính bán dẫn $d_1=200\text{mm}$, khoảng cách trục $a=1800\text{mm}$. Hãy xác định:

- Góc ôm đai và chiều dài đai.
- giả sử căng đai với lực căng ban đầu $F_0=750\text{N}$. Xác định hệ số ma sát f tối thiểu giữa đai và bánh đai để không xảy ra hiện tượng trượt trơn.

Bài 5

Bộ truyền đai dẹt (đai vải cao su) truyền động giữa hai trục song song ngược chiều nhau như hình vẽ truyền công suất $P=10\text{kW}$. Biết đường kính các bánh đai $d_1=300\text{mm}$, $d_2=500\text{mm}$, khoảng cách trục $a=1250\text{mm}$, số vòng quay bánh dẫn $n_1=1000$ vg/ph, chiều dày đai $\delta=6\text{mm}$. Bộ truyền nằm ngang, chế độ làm việc tải trọng dao động nhẹ. Yêu cầu:

- lập công thức và xác định giá trị góc ôm α_1 và chiều dài dây đai.
- xác định chiều rộng b tối thiểu của dây đai.

Bài 6

Bộ truyền đai thang truyền công suất $P=7,5\text{kW}$, góc chêm đai $\gamma=36^\circ$, số vòng quay bánh dẫn $n_1=1000$ (vòng/phút), đường kính bánh dẫn $d_1=240\text{mm}$, số vòng quay bánh bị dẫn $n_2=450$ (vòng/phút), khoảng cách trục $a=1250\text{mm}$. Hệ số ma sát giữa dây đai và bánh đai $f=0,35$. Bỏ qua lực căng phụ do ly tâm sinh ra. Xác định:

- góc ôm α và vận tốc vòng v trên các bánh.
- Lực căng trên hai nhánh (nhánh căng và nhánh chùng).
- lực căng đai ban đầu F_0 để không xảy ra hiện tượng trượt tròn.

Bài 7

Bộ truyền đai thang truyền công suất $P=3,5kW$, số vòng quay bánh dẫn $n_1=1000$ (vòng/phút), đường kính sbánh dẫn $d_1=200mm$, khoảng cách trục $a=1000mm$. Hệ số ma sát giữa dây đai và bánh đai $f=0,2$. Lực căng ban đầu $F_0=800N$. Bỏ qua lực căng phụ do ly tâm sinh ra. Hãy xác định:

- Vận tốc vòng và lực vòng có ích trên bánh dẫn
- mô men xoắn trên các trục và lực căng trên hai nhánh (nhánh căng và nhánh chùng).
- Tỉ số truyền lớn nhất để không xảy ra hiện tượng trượt tròn.

Bài 8

Bộ truyền đai thang có các thông số sau: góc chêm đai $\gamma=36^\circ$, số vòng quay bánh dẫn $n_1=1450$ (vòng/phút), đường kính bánh dẫn $d_1=250mm$, khoảng cách trục $a=700mm$, tỉ số truyền $u=3$. Hệ số ma sát giữa dây đai và bánh đai $f=0,23$. Lực căng ban đầu $F_0=750N$. Bỏ qua lực căng phụ do ly tâm sinh ra. Hãy xác định:

- Chiều dài dây đai tiêu chuẩn.
- trên cơ sở chiều dài đai đã chọn, hãy xác định lại khoảng cách trục a .
- Lực vòng lớn nhất trên đai và công suất lớn nhất của bộ truyền mà vẫn đảm bảo không xảy ra hiện tượng trượt tròn.

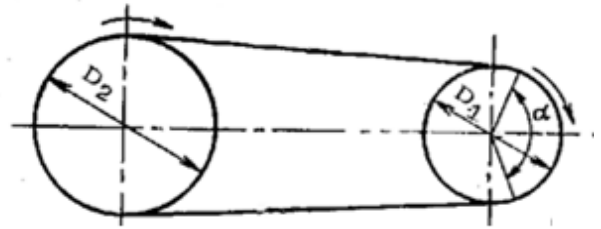
Bài 9

Bộ truyền đai dẹt bằng vải cao su **đặt nằm ngang** có các thông số sau: Đường kính bánh đai nhỏ: $d_1=200mm$; Tỷ số truyền $u=3$; Khoảng cách trục $a=700mm$; Chiều dày đai $\delta=5mm$; Chiều rộng dây đai $b=75mm$; Số vòng quay trục dẫn $n_1=1200$ vg/ph; Điều kiện làm việc: tải trọng tĩnh, không xét đến hiện tượng trượt.

- Hãy xác định góc ôm α trên bánh đai nhỏ và vận tốc dây đai v (m/s)
- Xác định công suất tối đa mà bộ truyền có thể truyền được.
- Với công suất đó, hãy xác định lực vòng F_t , lực căng đai trên các nhánh F_1, F_2 (biết ứng suất căng ban đầu $[\sigma_0]=2MPa$)

Bài 10

Thiết kế bộ truyền đai có sơ đồ (Hình 4) biết: công suất truyền động $P_1 = 4,98\text{kW}$; $n_1 = 1425 \text{ vg/ph}$; hệ số trượt $\xi = 0,02$; $u = 2$; tải trọng dao động nhẹ, bộ truyền đặt nằm ngang.



1. Xác định chiều dài đai
2. Tính góc ôm bánh đai

TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG (BÀI ĐÁNH DẤU MỤC ĐỎ BẮT BUỘC PHẢI LÀM)

Bài 1

Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng có môđun $m = 10\text{mm}$, số răng $Z_1 = 15$ và $Z_2 = 45$. Các bánh răng không dịch chỉnh. Tính xác kích thước bộ truyền trong trường hợp các bánh răng ăn khớp trong và ngoài.

Bài 2

Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng có bánh bị dẫn $Z_1=20$ răng, bánh dẫn $Z_2=80$ răng, môđun $m=5\text{mm}$. Theo tiêu chuẩn cân dịch chỉnh với hệ số dịch chỉnh $x_1=+0,3$ và $x_2=-0,3$. Xác định đường kính bánh dẫn, bánh bị dẫn và chiều dày răng S_1, S_2 theo đường kính vòng chia. Các bánh răng trên có xảy ra hiện tượng cắt chân răng không ?

Bài 3

Bộ truyền bánh răng có môđun $m = 10$, số răng $Z_1 = 15$, $Z_2 = 30$. Chọn hệ số dịch chỉnh $x = + 0,5$ cho cả hai bánh. Hãy xác định các thông số sau cho cả hai bánh: đường kính đỉnh răng, đường kính chân răng, góc ăn khớp, khoảng cách trục

Bài 4

Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có môđun pháp tuyến $m_n=3$, góc nghiêng β . Hệ số trùng khớp ngang $\varepsilon_a=1,2$. Bề rộng vành răng có giá trị bằng bao nhiêu để bộ truyền có ít nhất 3 đôi răng cùng ăn khớp trong vùng ăn khớp.

Bài 5

Tính số răng bánh lớn và góc nghiêng của cặp bánh răng trụ răng nghiêng, biết bánh răng không dịch chỉnh, $Z_1=24$, số vòng quay $n_1=1200\text{vg/ph}$, $n_2=480\text{vg/ph}$, khoảng cách trục $a_w=250\text{mm}$, môđun pháp tuyến $m_n=5,5\text{mm}$

Bài 6

Xác định nốt các thông số hình học của cặp bánh răng trụ răng nghiêng đã cho ở bài 5, biết, hệ số chiều rộng vành răng $\psi_{bd}=0,8$.

Bài 7

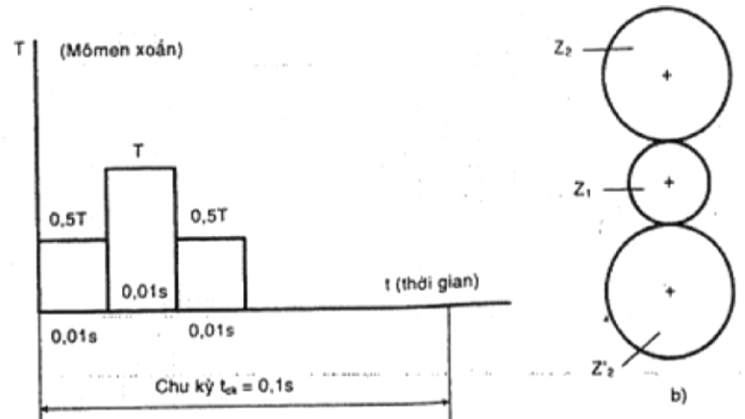
Xác định các kích thước chủ yếu của bộ truyền bánh răng côn có hai trục vuông góc với nhau, tỉ số truyền $u = 3$; $Z_1 = 30$ răng và mô đun vòng chia trung bình khi tính theo độ bền $m_m \geq 6,75\text{mm}$, $b = 50\text{mm}$. Tính mô đun vòng ngoài m_e và đường kính d_t , biết chiều cao răng trên mặt mút bằng mô đun vòng chia ngoài.

Bài 8

Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng có các thông số: $Z_1=16$, $Z_2=84$, $\psi_{ba}=0,4$. Tìm các thông số còn lại của bộ truyền, biết các bánh răng không dịch chỉnh.

Bài 9

Bánh dẫn của bộ truyền bánh răng có số răng Z_1 ăn khớp với hai bánh răng Z_2 và Z_2' như hình vẽ. bánh răng làm từ thép 45 tôi cải thiện có độ rắn bề mặt 200HB. Tải trọng tác dụng lên các răng thay đổi theo chu kỳ như hình vẽ. thời gian làm việc 5 năm, hệ số làm việc theo năm $K_n=0,66$, ngày làm 2 ca. số vòng quay bánh dẫn $n_1=500\text{vp/ph}$.

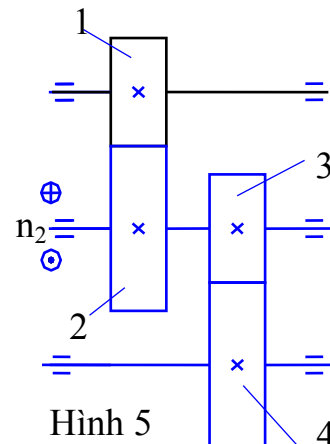


Hãy xác định số chu kỳ làm việc tương đương N_{HE} của bánh dẫn, tính ứng suất tiếp xúc của bánh dẫn.

Bài 10

Cho sơ đồ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng 2 cấp như hình 5. Biết mômen xoắn trên các trục: $T_1 = 26767\text{ N.mm}$; $T_2 = 168313\text{ N.mm}$, đường kính các vòng tròn lăn: $d_{w1} = 33\text{ mm}$; $d_{w3} = 71\text{ mm}$; Góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$ và góc nghiêng $\beta_1 = 11,5^\circ$; $\beta_3 = 8,5^\circ$.

Hãy chọn chiều nghiêng hợp lý và xác định phương chiều và giá trị của các thành phần lực tác dụng trong các bánh răng khi làm việc.



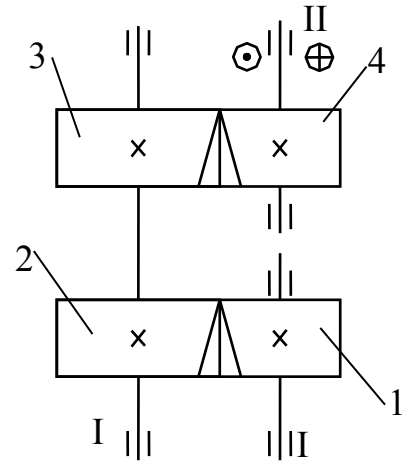
Hình 5

Bài 11

Cho sơ đồ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng như hình 6. Biết mômen xoắn trên các trục: $T_1 = 26767$ N.mm; $T_2 = 168313$ N.mm, đường kính các vòng tròn lăn: $d_{w1} = 59$ mm; $d_{w3} = 65$ mm; Góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$ và góc nghiêng $\beta_1 = 13,5^\circ$; $\beta_3 = 14,5^\circ$. Hãy:

a, Phân tích lực và nhận xét chiều nghiêng hợp lý cho các bánh răng.

b, Tìm giá trị của các thành phần lực tác dụng lên các bánh răng



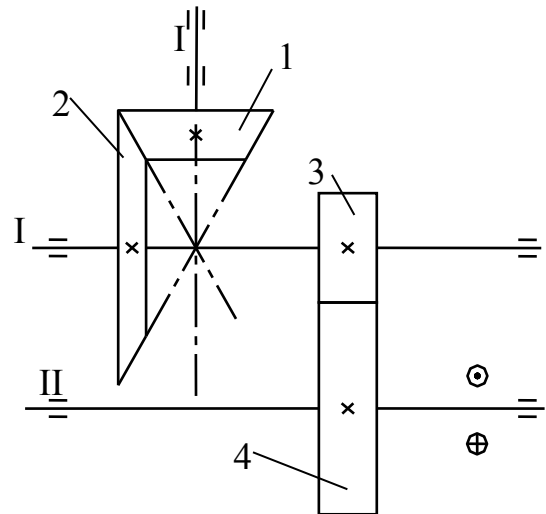
Hình 6

Bài 12

Cho sơ đồ truyền động bánh răng côn - trụ như hình 7. Biết mômen xoắn trên các trục: $T_1 = 59540$ N.mm; $T_2 = 156626$ N.mm, đường kính vòng chia trung bình: $d_{m1} = 65$ mm; $d_{m2} = 184$ mm; góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$; góc côn chia trên bánh 1 $\delta_1 = 19,61^\circ$; đường kính vòng lăn: $d_{w3} = 65$ mm; góc nghiêng $\beta_1 = 0^\circ$; $\beta_3 = 16^\circ$.

a. Cho bánh răng côn răng thẳng, phân tích lực và chọn chiều nghiêng hợp lý cho các bánh răng trụ

b. Tìm giá trị của các thành phần lực



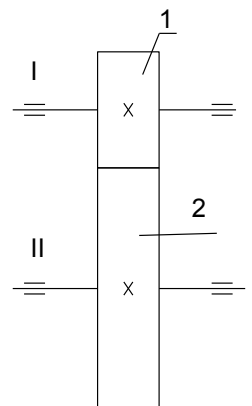
Hình 7

Bài 13

Cho bộ truyền bánh răng nghiêng (Hình 8) chịu tải không đổi biết: $u = 2,32$; $T_1 = 156626$ N.mm; $n_1 = 224$ vòng/phút; Hệ số chiều rộng vành răng $\psi_{ba} = 0,3$; $K_{H\beta} = 1,03$; $K_{F\beta} = 1,08$; $m = 2,5$; $\beta = 15^\circ$. Thời gian làm việc 7 năm, số ca làm việc trong ngày là 1/3; số ngày làm việc trong năm là 2/3

a, Chọn vật liệu bánh răng

b, Tính ứng suất tiếp xúc cho phép và ứng suất uốn cho phép của bộ truyền bánh răng



Hình 8

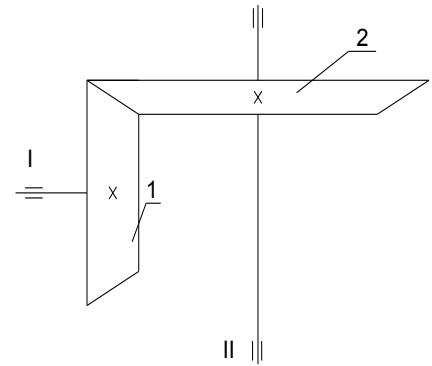
Bài 14

Cho bộ truyền bánh răng nghiêng số liệu như bài 13 biết ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]=554,54 \text{ Mpa}$; mô men xoắn trên trục II $T_2=156626,53 \text{ N.mm}$; hệ số phụ thuộc vào vật liệu của bánh răng và loại răng $K_a = 45(\text{MPa})^{1/3}$

1. Tính khoảng cách trục
2. Tính số răng của bánh răng
3. Xác định bề rộng của bánh răng

Bài 15

Cho bộ truyền bánh răng côn thẳng bằng thép (Hình 9) chịu tải không đổi biết: số vòng quay bánh chủ động $n=1458 \text{ vg/ph}$; mô đun mặt mút của răng $m_{te} = 2,5$; $u = 2,8$; $T_1 = 59540 \text{ N.mm}$; Hệ số chiều rộng vành răng $K_{be} = 0,3$; $K_{H\beta} = 1,3$; $K_R = 50$; số răng bánh chủ động $Z_1 = 31$; ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh răng $[\sigma_H] = 536,36 \text{ (MPa)}$



Hình 9

1. Xác định chiều dài côn ngoài theo độ bền tiếp xúc
2. Tính số răng của bánh răng bị động
3. Xác định góc côn chia

TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT BÁNH VÍT (BÀI ĐÁNH DẤU MỤC ĐỎ BẮT BUỘC PHẢI LÀM)

Bài 1

Bộ truyền trục vít- bánh vít có số mối ren trục vít $Z_1=2$, số răng bánh vít $Z_2=50$, mô đun $m=8$, hệ số đường kính $q=12,5$. Tính toán các kích thước chủ yếu của bộ truyền.

Bài 2

Xác định phương chiều và giá trị các lực tác động lên mỗi ăn khớp bộ truyền trục vít- bánh răng . Cho biết $T_1=75 \text{ Nm}$, $n_1=1000 \text{ vg/ph}$, tỉ số truyền $u_1=2$, $u_2=25$, số răng $Z_1=25$, $Z_3=2$, mô đun các bộ truyền bằng nhau $m=4$, hệ số đường kính $q=10$.

Bài 3

Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền trục vít: $Z_1=3$, $Z_2=60$, $q=10$, $m=6$. Công suất truyền $P_1=7,5 \text{ kW}$. Số vòng quay trục vít $n_1=1500 \text{ vg/ph}$. Hệ số ma sát $f=0,13$ và góc biên dạng ren $\alpha=20^\circ$. Xác định các lực tác dụng lên trục vít và bánh vít.

Bài 4

Bộ truyền trục vít có công suất $P_1=4 \text{ kW}$, số vòng quay $n_1=750 \text{ vg/ph}$, số mối ren $n_1=2$, đường kính vòng chia $d_1=50 \text{ mm}$. Bánh vít có số răng $Z_2=30$, và $m=5 \text{ mm}$. Xác định hiệu

suất bộ truyền và công suất mất mát do ma sát.

Bài 5

Hộp giảm tốc bánh răng-trục vít có các thông số: bánh răng trụ nghiêng ($m_n=2$, $\beta=8^\circ6'34''$, $Z_2=75$, $a=100\text{mm}$), trục vít ($m=10$, $Z_3=2$, $Z_4=28$, $a=180\text{mm}$), trục số vòng quay trục dẫn động cấp nhanh $n_1=1000$ vg/ph. Cho thời gian làm việc 5000 giờ. tải trọng thay đổi theo chu kỳ

Thời gian (s)	Công suất bánh dẫn
5	1,8
3	1,5
22	0,5

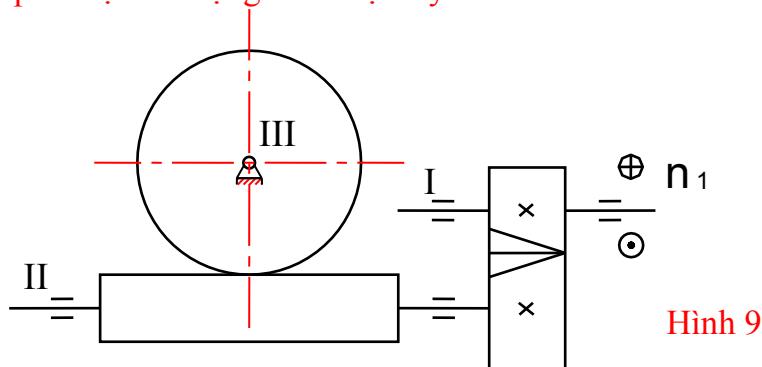
Hiệu suất hộp giảm tốc 0,7. Xác định ứng suất tiếp xúc trong cặp trục vít- bánh vít và lựa chọn vật liệu thích hợp cho cặp bộ truyền.

Bài 6

Cho sơ đồ truyền động bánh răng - trục vít như hình 9. Biết mô men xoắn trên các trục: $T_1 = 37741$ N.mm; $T_2 = 125109$ N.mm; đường kính vòng lăn bánh răng nghiêng: $d_{w1} = 45$ mm; đường kính vòng lăn trục vít và bánh vít: $d_{a3} = 100$ mm; $d_{a4} = 328$ mm; góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$; góc vít : $\gamma = 8,9^\circ$; góc nghiêng của bộ truyền bánh răng: $\beta_1 = 11^\circ$; góc nghiêng của bánh vít : $\beta_2 = 11^\circ$; góc ma sát tương đương: $\varphi' = 2,9^\circ$

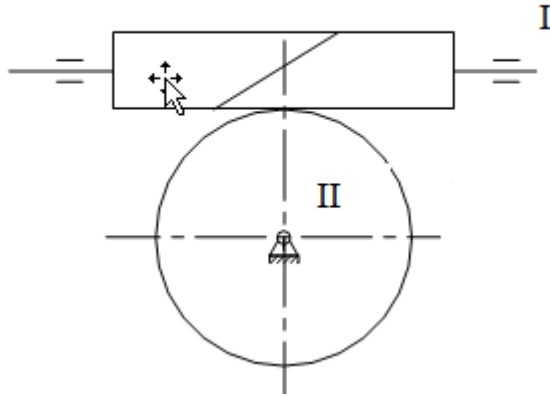
a, Phân tích lực và chọn chiều nghiêng hợp lý của ren trục vít

b, Tính các thành phần lực tác dụng lên 2 bộ truyền.



Bài 8

Cho sơ đồ bộ truyền trục vít- bánh vít (Hình 10) biết: Vật liệu bánh vít làm bằng đồng thanh nhôm – sắt – niken БрА ЖН 10-4-4, vật liệu của trục vít là thép 45 tôi cải thiện. Công suất $P_1 = 5,58\text{KW}$; $T_1 = 2530607$ Nmm; $u = 20,96$; $\eta = 0,75$; $[\sigma_H] = 250$ MPa; hệ số tải trọng $K_H=1,1$ hệ số đường kính $q = 12,5$



Hình 10

1. Tính mô men xoắn trên trục bánh vít
2. Tính chọn số ren của trục vít và tính số răng của bánh vít
3. Xác định khoảng cách trục của bộ truyền

Bài 9

Cho bộ truyền trục vít- bánh vít có số liệu như bài 8 biết: khoảng cách trục $a_w = 210\text{mm}$; trục vít 2 đầu mối; số răng bánh vít $Z_2 = 41$; mô đun dọc trục vít $m = 8$

1. Tính chọn hệ số dịch chỉnh
2. Xác định góc vít
3. Tính vận tốc trượt của răng bánh vít trên ren trục vít

Bài 10

Cho bộ truyền trục vít- bánh vít biết: góc vít $\gamma = 8,9^\circ$; góc ma sát tra bảng $\varphi = 2,87^\circ$; bộ truyền chịu tải trọng không đổi; công suất trên trục vít $P_1 = 6\text{KW}$; mô men xoắn của trục vít $T_1 = 2530600\text{ Nmm}$; hệ số tản nhiệt $K_t = 17$; nhiệt độ cho phép của dầu bôi trơn $[t_d] = 90^\circ$

1. Tính hiệu suất của bộ truyền
2. Tính mô men xoắn trên trục bánh vít
3. Tính nhiệt cho bộ truyền

TRUYỀN ĐỘNG XÍCH (BÀI ĐÁNH DẤU MỤC ĐỎ BẮT BUỘC PHẢI LÀM)

Bài 1

Cho bộ truyền xích ống con lăn làm việc hở biết:

Công suất $P_1 = 2,5\text{KW}$; $n_1 = 150$ vòng/phút; $u = 3$; đường tâm của đĩa xích hợp với phương ngang một góc 30° ; hệ số sử dụng $k = 1,8$

1. Tính chọn số răng đĩa xích?
2. Xác định công suất tính toán và chọn bước xích?

Bài 2

Cho bộ truyền xích ống con lăn có các thông số như bài 1. Biết $Z_1 = 25$; $Z_2 = 75$;
 $p = 19,05$

1. Xác định khoảng cách trục và tính số mắt xích?
2. Tính đường kính đĩa xích?

Bài 3

Cho bộ truyền xích ống con lăn 1 dây làm việc 3 ca bôi trơn định kỳ có các thông số sau: bước xích $p_c = 25,4\text{mm}$; số răng đĩa xích dẫn $Z_1 = 19$; tỷ số truyền $u = 4$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 350$ vòng/phút; bộ truyền đặt nằm ngang; khoảng cách trục $a = 1020$ mm không điều chỉnh được.

1. Xác định đường kính vòng chia đĩa xích dẫn và bị dẫn
2. Tính số mắt xích