

_____oOo_____

KIỂM TRA CUỐI KỲ**MÔN HỌC: NGUYÊN LÝ- CHI TIẾT MÁY**

Lớp: MO10KMT thời lượng: 105 phút

Ngày thi: 07/6/13 phòng thi:

Sinh viên được phép sử dụng tài liệu

1/ Một bộ truyền đai thang dẫn truyền công suất trên bánh dẫn $P_1 = 5\text{Kw}$, tải trọng tác động lên bộ truyền là tải trọng tĩnh. Bộ truyền có các thông số động học và động lực học khác như sau:

- Số vòng quay trục dẫn: $n_1 = 1250 \text{ v/ph}$,
- Đường kính bánh đai dẫn $d_1 = 180\text{mm}$,
- Tỉ số truyền $u = 2,5$
- Khoảng cách trục $a = 1150\text{mm}$. Xác định:

a/ Ký hiệu mặt cắt dây đai.

b/ Chọn số dây đai cần thiết theo khả năng kéo.

(2đ)

2/ Bộ truyền xích ống con lăn 3 dây truyền công suất ở bánh dẫn động $P_1 = 8\text{Kw}$. Bộ truyền được dẫn động bằng động cơ điện, bố trí đường tâm hai bánh xích nằm ngang, tải trọng tác động là tĩnh, khoảng cách trục có thể điều chỉnh được, hình thức bôi trơn sử dụng là bôi trơn gián đoạn và làm việc 2 ca. Các thông số hình học và động học khác của bộ truyền là như sau:

- Số răng đĩa dẫn $Z_1 = 23$,
- Số vòng quay trục dẫn $n_1 = 450\text{v/ph}$,
- Khoảng cách trục $a = 40p_c$,

Hãy xác định:

a/ Công suất tính toán.

b/ Chọn bước xích theo điều kiện bền mòn.

(2đ)

3/ Ổ lăn chịu lực hướng tâm $F_r = 5.000\text{N}$ hoạt động với tuổi thọ thiết kế tính theo giờ là 4.500h. Trục làm việc ở số vòng quay là 1100v/ph có đường kính ổ trục tại vị trí ổ lăn là 50mm. Hãy xác định:

a/ Tuổi thọ theo triệu vòng quay và tải quy ước Q.

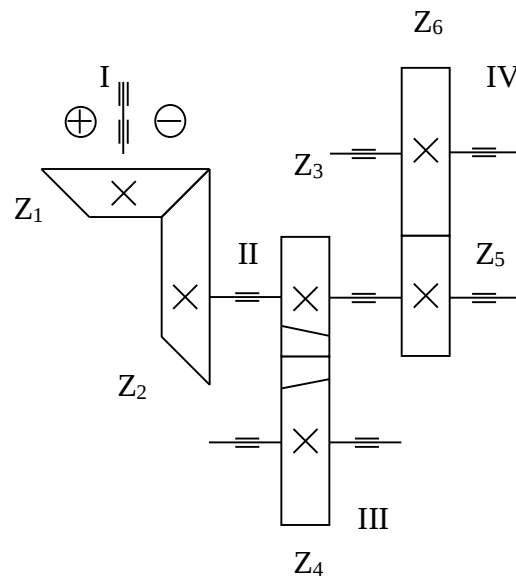
b/ Chọn ổ bi đỡ theo khả năng tải động C, sau đó dựa trên cỡ ổ đã chọn xác định lại tuổi thọ thực tế tương ứng.

(2đ)

Cỡ đặc biệt nhẹ	Cỡ nhẹ	Cỡ trung	Cỡ nặng
(110) 16,5	(210) 27,5	(310) 48,5	(410) 68,5

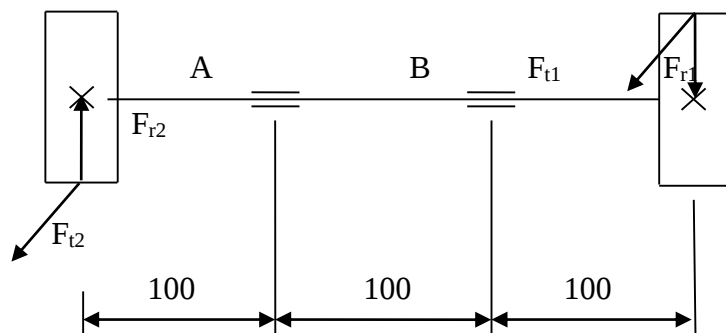
4/ Xác định phương chiều của hệ lực tác dụng lên hệ thống. Lực nào sẽ đổi chiều khi thay đổi chiều quay trục I?

(1đ)



5/ Trục truyền được chế tạo bằng vật liệu với sức bền cho phép $[\sigma] = 65\text{MPa}$, với các lực tác dụng lên hệ thống bao gồm: $F_{t1} = 4.000\text{N}$, $F_{t2} = 6.000\text{N}$, $F_{r1} = 1.000\text{N}$, $F_{r2} = 1.500\text{N}$. Đường kính vòng chia tại tiết diện trung bình của bánh trụ 1 là 100mm . Hãy tính các phản lực gối đỡ và vẽ các biểu đồ moment nội lực.

(3đ)



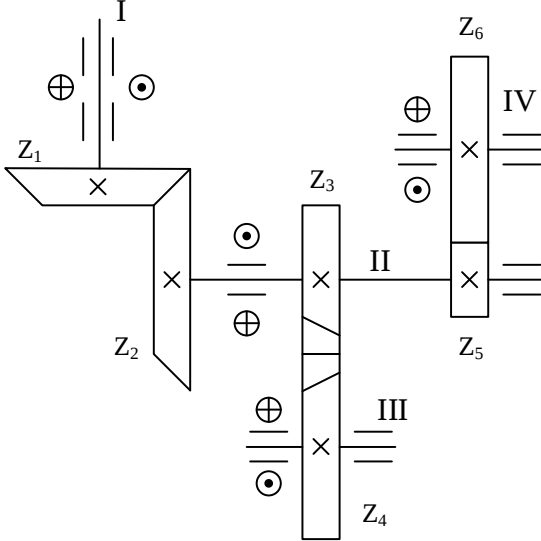
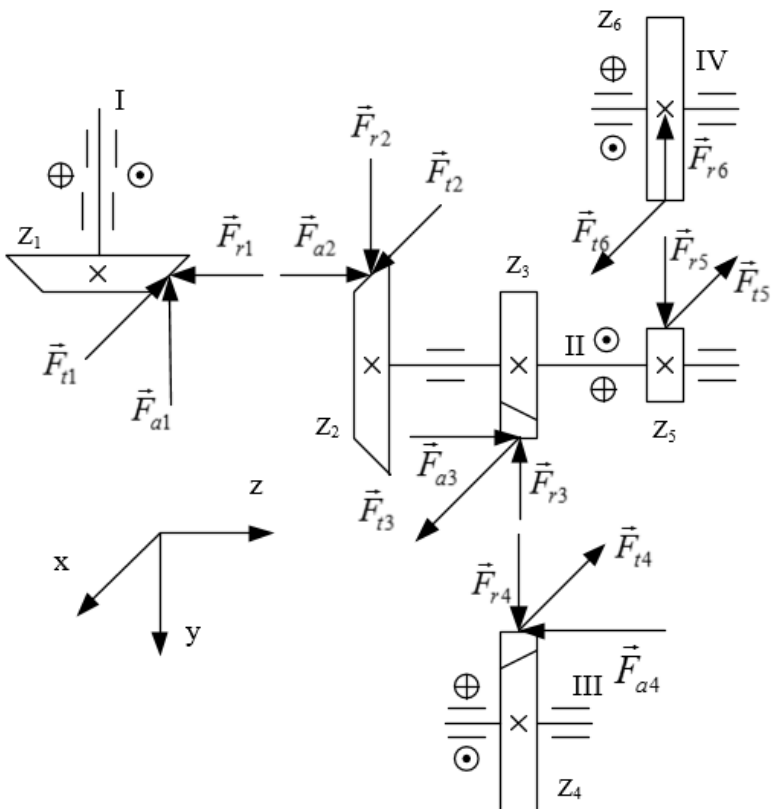
Giáo viên ra đề: Trần Thiên Phúc

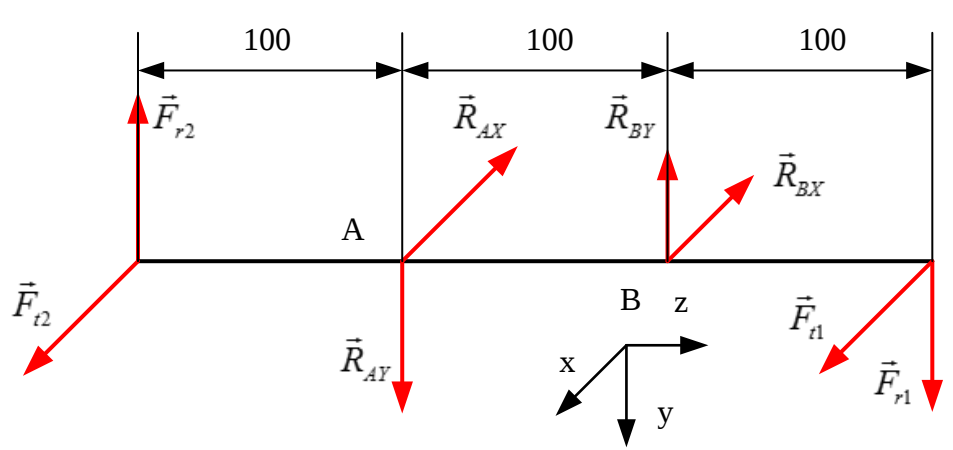
Chủ nhiệm bộ môn: Bùi Trọng Hiếu

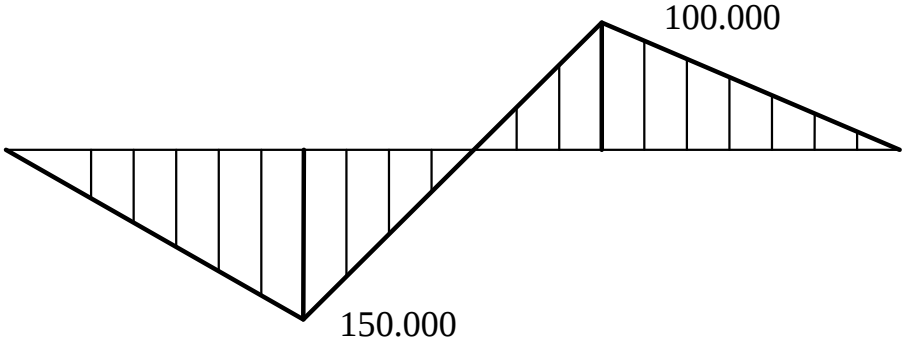
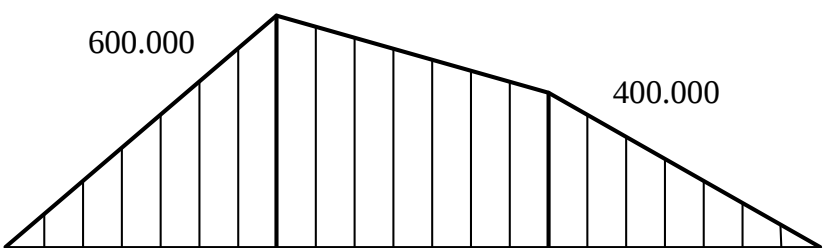
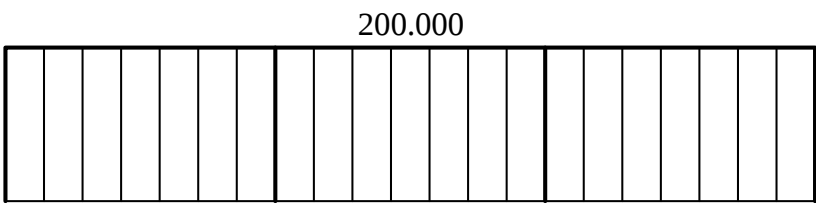
ĐÁP ÁN

BÀI	NỘI DUNG	ĐIỂM
1a	Chọn số hiệu đai thang: Với thông số đã cho, theo (hình 4.22 - trang 152) chọn số hiệu đai là B	0,25đ
1b	Tính số đai cần thiết theo khả năng kéo: Theo (4.51 - trang 150) $z \geq \frac{P_1}{[P]}$ với $P_1=5\text{kw}$ và $[P] = [P_0]C_\alpha C_u C_L C_z C_r C_v$ Trong đó: - Từ đồ thị 4.21a - trang 151 chọn $[P_0] = 4 \text{ kw}$ Với $d_1=180 \text{ mm}$, $n_1=1250\text{v/p}$ $\rightarrow v_1 = \frac{\pi n_1 d_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 1250 \cdot 180}{60000} = 11,78 (m/s)$	0,5đ
	- $C_\alpha = 1,24 \left(1 - e^{-\frac{\alpha_1}{110}} \right) = 1,24 \left(1 - e^{-\frac{166,617}{110}} \right) = 0,967$ (4.53 - trang 151) với $\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_1(u-1)}{a} = 180 - 57 \frac{180(2,5-1)}{1150} = 166,617^\circ$.	0,5đ
	- $C_L = \sqrt[6]{\frac{L}{L_0}} = \sqrt[6]{\frac{3350}{2240}} = 1,07$ Với: Chiều dài đai thực nghiệm $L_0=2240\text{mm}$ Chiều dài đai L: $L = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$ $= 2 \cdot 1150 + \frac{\pi(180 + 2,5 \cdot 180)}{2} + \frac{(2,5 \cdot 180 - 180)^2}{4 \cdot 1150} = 3305,5\text{mm}$ Chọn chiều dài đai tiêu chuẩn $L=3550\text{mm}$	0,25đ
	- $C_u = 1,14$ với $u \geq 2,5$ - $C_z = 0,95$ với bộ truyền có từ 2÷3 đai - $C_r = 0,9$ với tải trọng tĩnh. - $C_v = 1 - 0,05(0,01 \cdot 11,78^2 - 1) = 0,98$	0,25đ
	Thay số vào: $[P] = [P_0]C_\alpha C_u C_L C_z C_r C_v = 4,0 \cdot 0,97 \cdot 1,14 \cdot 1,07 \cdot 0,95 \cdot 0,9 \cdot 0,98 = 3,97 (\text{kW})$	0,25đ

	Vậy: $z \geq \frac{P_1}{[P]} = \frac{5}{3,97} = 1,26$, do vậy chọn $z=2$	
	TỔNG ĐIỂM BÀI 1	2đ
2a	Công suất tính toán của bộ truyền xích: Theo (5.25 - trang 181) $P_t = \frac{KK_zK_n}{K_x} P_1 = \frac{1,68.1,09.0,89}{2,5} 8 = 5,21 \text{ (Kw)}$ Trong đó:	0,25đ
	$K = K_r K_a K_0 K_{dc} K_b K_{lv} = 1.1.1.1.1,5.1,12 = 1,68$ - $K_r=1$, ứng với tải trọng tĩnh. - $K_a=1$, ứng với $a=40p_c$. - $K_0=1$, ứng với bố trí đường tâm hai bánh xích nằm ngang. - $K_{dc}=1$, ứng với khoảng cách trục điều chỉnh được. - $K_b=1,5$, ứng với bôi trơn gián đoạn. - $K_{lv}=1,12$, ứng với làm việc 2 ca.	0,75đ
	$K_z = 25 / z_1 = 25 / 23 = 1,09$ $K_n = n_{01} / n_1 = 400 / 450 = 0,89$ với $n_{01}=400\text{v/p}$ $K_x = 2,5$ với xích ống con lăn 3 dãy	0,5đ
2b	Bước xích được chọn theo điều kiện bền mòn: Theo bảng 5.4 – tr.182 tương ứng $P_t=5,21 \text{ kW}$ và số vòng quay $n_{01}=400 \text{ v/p}$, ta chọn $p_c=19,05 \text{ mm}$ với $[P]=8,38 \text{ kW} > P_t=5,21 \text{ kW}$.	0,5đ
	TỔNG ĐIỂM BÀI 2	2đ
3a	Tuổi thọ theo triệu vòng quay: - Theo (11.19b – trang 393) $L = \frac{60nL_h}{10^6} = \frac{60.1100.4500}{10^6} = 297 \text{ (triệu vòng)}$	0,25đ
	Tải quy ước Q, theo (11.22 - trang 394) $Q = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_t = 1.1.5000.1,3.1 = 6500N$ Trong đó:	0,25đ
	- $F_r = 5000 \text{ N}$; $F_a = 0N$, - $V = 1$ với vòng trong quay (dòng thứ 2 dưới lên trang 394), - $X = 1, Y = 0$ (theo bảng 11.3 – trang 395),	0,25đ
	- $K_\sigma = 1,3$ (bảng 11.2 – trang 394), $K_t = 1$ (Trang 394)	0,25đ
3b	Chọn ổ bi đỡ theo khả năng tải động Theo (11.20 – trang 393) $C_{tt} = QL^{1/m} = 6500.297^{1/3} = 43,37(kN)$ Với $m = 3$ ứng với ổ bi (dòng 10 trên xuống trang 392)	0,25đ
	Theo giá trị cho trong bảng ta chọn ổ thỏa mãn: $C_{tt} \leq C$.	0,25đ

	Vậy ta chọn ổ cỡ trung: $C=48,5 \text{ KN}$	
	Tuổi thọ thực tế theo triệu vòng quay: $L^* = \left(\frac{C}{Q} \right)^m = \left(\frac{48500}{6500} \right)^3 = 415,4 (\text{triệu vòng})$ Tuổi thọ L_h tương ứng: $L_h = \frac{10^6 L^*}{60n} = \frac{10^6 \cdot 415,4}{60 \cdot 1100} = 6294 (\text{giờ})$	0,25đ 0,25đ
	TỔNG ĐIỂM BÀI 3	2đ
4	Xác định chiều quay trên các trục: 	0,25đ
	Xác định phương chiều của hệ lực tác dụng lên hệ thống: 	0,5đ

	Khi đổi chiều quay trục I thì các lực dọc trục của bánh răng số 3,4; lực vòng trên các bánh răng 1,2,3,4,5,6 sẽ thay đổi chiều. (<i>Lực dọc trục bánh răng côn không ảnh hưởng</i>)	0,25đ
	TỔNG ĐIỂM BÀI 4	1đ
5	Chuyển trục thành dầm sức bền:  Moment xoắn trên trục: $T = F_{t1} \cdot \frac{d_1}{2} = 200000(Nmm)$	0,25đ
	Phương trình cân bằng moment theo phương X đối với điểm A: $\sum M_{x/A} = F_{r1} \cdot 200 + F_{r2} \cdot 100 - R_{BY} \cdot 100 = 0$ $\Rightarrow R_{BY} = \frac{200 \cdot 100 + 1500 \cdot 100}{100} = 3500(N)$ Phương trình cân bằng lực theo phương Y: $\sum F_Y = F_{r2} - R_{AY} + R_{BY} - F_{r1} = 0$ $\Rightarrow R_{AY} = 1500 + 3500 - 1000 = 4000(N)$	0,5đ
	Phương trình cân bằng moment theo phương Y đối với điểm A: $\sum M_{Y/A} = -F_{t1} \cdot 200 + F_{t2} \cdot 100 + R_{BX} \cdot 100 = 0$ $\Rightarrow R_{BX} = \frac{4000 \cdot 200 - 6000 \cdot 100}{100} = 2000(N)$ Phương trình cân bằng lực theo phương X: $\sum F_X = F_{t2} - R_{AX} - R_{BX} + F_{t1} = 0$ $\Rightarrow R_{AX} = 6000 - 2000 + 4000 = 8000(N)$	0,25đ
		0,25đ

	Biểu đồ moment uốn M_x (Nmm) trong mặt phẳng thẳng đứng (YoZ): 	0,5đ
	Biểu đồ moment uốn M_y (Nmm) trong mặt phẳng thẳng đứng (XoZ): 	0,5đ
	Biểu đồ moment xoắn T (Nmm): 	0,25đ
	TỔNG ĐIỂM BÀI 5	3đ

Ghi chú: Các công thức tham khảo từ sách “ Cơ sở thiết kế máy” – Nguyễn Hữu Lộc, NXB ĐHQG TpHCM 2009