

PGS. TS NGUYỄN HỮU LỘC (Chủ biên)
PGS.TS LÊ VĂN UYỄN

CHI TIẾT MÁY VÀ ỨNG DỤNG TIN HỌC TRONG CHI TIẾT MÁY



ĐỀ THI, ĐÁP ÁN, ĐỀ MẪU 2002 - 2013



**NHÀ XUẤT BẢN
ĐẠI HỌC QUỐC GIA THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH**

PGS. TS Nguyễn Hữu Lộc (Chủ biên)

PGS.TS Lê Văn Uyên

**25 NĂM
OLYMPIC CƠ HỌC TOÀN QUỐC**

**CHI TIẾT MÁY
và
ỨNG DỤNG TIN HỌC
TRONG CHI TIẾT MÁY
ĐỀ THI, ĐÁP ÁN, ĐỀ MẪU 2002-2013**

**NHÀ XUẤT BẢN ĐẠI HỌC QUỐC GIA
TP HỒ CHÍ MINH – 2014**

CHI TIẾT MÁY
và
ỨNG DỤNG TIN HỌC
TRONG CHI TIẾT MÁY
ĐỀ THI, ĐÁP ÁN, ĐỀ MẪU 2002 - 2013

Nhà xuất bản ĐHQG-HCM và tác giả/dối tác liên kết giữ bản quyền ©
Copyright © by VNU-HCM Publishing House and author/co-partnership
All rights reserved



NHÀ XUẤT BẢN
ĐẠI HỌC QUỐC GIA TP.HỒ CHÍ MINH

HỖ TRỢ TÀI LIỆU HỌC TẬP

LỜI NÓI ĐẦU

Môn *Chi tiết máy* được đưa vào thi Olympic từ năm 2002, đến nay đã 12 năm. Môn *Ứng dụng Tin học trong Cơ học (Chi tiết máy)* đã được đưa vào từ năm 2011. Các kỳ thi này thúc đẩy phong trào dạy và học các môn Cơ học và *Ứng dụng tin học trong Cơ học* tại các trường đại học và cao đẳng cả nước. Các em sinh viên đạt giải các kỳ thi này đã có nhiều thành công trong công tác, tiếp tục học tập nghiên cứu, nhiều em đã và đang làm công tác giảng dạy và nghiên cứu các trường đại học và các viện nghiên cứu... Nhiều em đã tiếp tục học cao hơn và được nhận bằng *Tiến sĩ* các trường danh tiếng nước ngoài... Đối với quý Thầy cô, các kỳ thi Olympic này là cơ hội để nâng cao trình độ chuyên môn và phương pháp giảng dạy về các môn học, cũng như là dịp để trao đổi kinh nghiệm giảng dạy, thống nhất một số nội dung giảng dạy...

Cuốn sách này được hoàn thành, trước hết, là nhờ công sức các trường tiêu ban qua các năm ra đề, soạn đáp án; tiếp đến là công sức của các thầy cô có nhiều nhiệt tình với phong trào thi Olympic tham gia ra đề, chấm thi đã trao đổi, góp ý, rút kinh nghiệm. Các trường tiêu ban đã tổng hợp, suy xét, hoàn chỉnh, thống nhất nội dung đề, nghiên cứu phương pháp các phương pháp giải, hoàn chỉnh đáp án,...

Đối với môn *Chi tiết máy*, PGS.TS Lê Văn Uyên là Trưởng Tiểu Ban ra đề và Trưởng Ban Giám khảo từ năm 2002-2008. PGS.TS Nguyễn Hữu Lộc là trưởng tiêu ban ra đề và Trưởng ban giám khảo từ năm 2009 đến nay.

Môn *Ứng dụng tin học trong cơ học (Chi tiết máy)*, PGS.TS Nguyễn Hữu Lộc là Trưởng tiêu ban ra đề và Trưởng ban giám khảo từ năm 2011 đến nay.

Các tác giả mong rằng tuyển tập lần đầu này sẽ góp phần vào việc dạy, học, thi môn học - đặc biệt hữu ích với bạn đọc quan tâm thích đáng tới môn học *Chi tiết máy* và *Ứng dụng tin học trong cơ học (Chi tiết máy)*.

Xin trân trọng cảm ơn các thầy cô và Nhà xuất bản Đại học Quốc gia TP Hồ Chí Minh đã tạo hỗ trợ và điều kiện để cuốn sách đến tay bạn đọc và các em sinh viên quan tâm đến môn học này.

Mọi thông tin và góp ý, xin gửi về:

PGS TS Nguyễn Hữu Lộc

Khoa Cơ khí

Trường Đại học Bách khoa - Đại học Quốc gia TP Hồ Chí Minh.

Email: nhlcad@yahoo.com; nhloc@hcmut.edu.vn

Những người biên soạn

HỖ TRỢ TÀI LIỆU HỌC TẬP

MỤC LỤC

<i>Lời nói đầu</i>	iii
Chương 1. Các đề thi Chi tiết máy chính thức 2002-2013.....	1
Đề thi năm 2002	1
Đề thi năm 2003	4
Đề thi năm 2004	7
Đề thi năm 2005	10
Đề thi năm 2006	13
Đề thi năm 2007	15
Đề thi năm 2008	18
Đề thi năm 2009	20
Đề thi năm 2010	25
Đề thi năm 2011	28
Đề thi năm 2012	31
Đề thi năm 2013	35
Chương 2. Đáp án Chi tiết máy.....	39
Đáp án đề thi năm 2002	39
Đáp án đề thi năm 2003	46
Đáp án đề thi năm 2004	53
Đáp án đề thi năm 2005	63
Đáp án đề thi năm 2006	74
Đáp án đề thi năm 2007	82
Đáp án đề thi năm 2008	90
Đáp án đề thi năm 2009	99
Đáp án đề thi năm 2010	110
Đáp án đề thi năm 2011	122
Đáp án đề thi năm 2012	133
Đáp án đề thi năm 2013	145

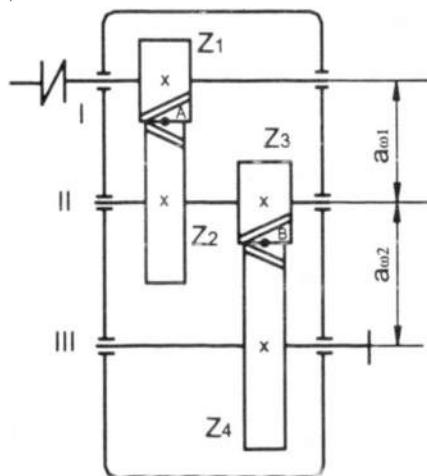
Chương 3. Các đề thi Ứng dụng tin học trong Chi tiết máy	160
Đề thi năm 2011	160
Đề thi năm 2012	163
Đề thi năm 2013	168
Chương 4. Đáp án Ứng dụng tin học trong Chi tiết máy	171
Đề thi năm 2011	171
Đề thi năm 2012	198
Đề thi năm 2013	227
Chương 6. Một số đề thi dự trữ các năm.....	259
Đề thi dự trữ năm 2002	259
Đề thi dự trữ năm 2003	264
Đề thi dự trữ năm 2004	275
Đề thi dự trữ năm 2005	291
Đề thi dự trữ năm 2006	301
Đề thi dự trữ năm 2006	312
Đề thi dự trữ năm 2008	322
Đề thi dự trữ năm 2009	326
Đề thi dự trữ năm 2010	335
Đề thi dự trữ năm 2011	349
Đề thi dự trữ năm 2012	352
Đề thi dự trữ năm 2013	357
<i>Phụ lục 1. Danh sách đạt giải Chi tiết máy các năm</i>	363
<i>Phụ lục 2. Đề cương môn Chi tiết máy</i>	372
<i>Phụ lục 3. Nội dung thi môn Ứng dụng tin học trong thi Olympic Chi tiết máy</i>	381
Tài liệu tham khảo	393

CHƯƠNG I

CÁC ĐỀ THI CHI TIẾT MÁY CHÍNH THỨC 2002-2013

ĐỀ THI NĂM 2002

Câu 1. Cho hộp giảm tốc như hình vẽ (hình 1.1)



Hình 1.1

1.1. a) Phân tích lực ăn khớp (điểm đặt lực tại A và B) của các bộ truyền trong HGT neu trên với chiều quay bất kỳ của trục dẫn I và hướng răng cho như hình vẽ.

b) Viết các biểu thức tính giá trị của các lực ăn khớp theo T_i , n_i , d_i , α và β_i với $i = 1, 2$.

c) Nếu nhận xét và viết biểu thức xác định tổng lực dọc trục tác dụng trên trục II.

1.2. Khi thay đổi chiều quay trục dẫn I và hướng răng thì chiều của lực ăn khớp có thay đổi không? Vì sao?

Hãy chọn hướng răng trên các bánh răng sao cho hợp lý nhất?
Viết biểu thức xác định lực dọc trục tác dụng trên trục II.

1.3. Khi chiều của các lực này thay đổi thì sức bền của trục và ống lăn có bị ảnh hưởng không? Vì sao?

Khi tính sức bền trục nên tính cho trường hợp nào nếu chiều quay thay đổi?

1.4. Vì sao lại xuất hiện lực phụ trong khớp nối. Cách xác định lực này và giải thích tại sao lại chọn chiều lực thay đổi khi tính trục và chọn ống lăn.

Câu 2.

2.1. Nêu nguyên tắc chung chọn vật liệu và độ rắn mặt răng khi thiết kế bánh răng và các cặp bánh răng khác nhau trong một HGT.

2.2. Phân tích các chỉ tiêu tính toán thiết kế bộ truyền đai dẹt. Đề đảm bảo tuổi thọ của bộ truyền đai khi tính đai theo khả năng kéo cần lưu ý những vấn đề gì?

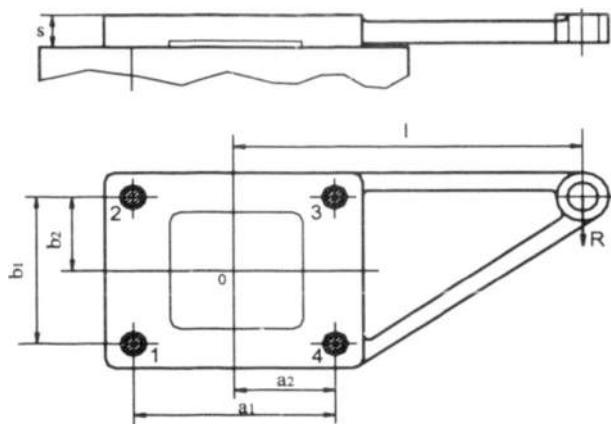
2.3. Cho trục chịu tải như hình vẽ (trục trung gian ở đồ họa hình 1.1).

a) Vẽ dạng biểu đồ momen uốn và momen xoắn của trục.

b) Tại sao khi thiết kế trục cần phải tính trục theo hệ số an toàn?

c) Nêu các giải pháp khi trục không đảm bảo hệ số an toàn ($s < [s]$).

Câu 3. Cho kết cấu có kích thước như hình vẽ (hình 1.2), biết: $a_1 = 300\text{mm}$; $a_2 = 240\text{mm}$; $b_1 = 450\text{mm}$; $b_2 = 390\text{mm}$; $s = 20\text{mm}$; $L = 350\text{mm}$; $R = 8000\text{N}$.



Hình 1.2

Dùng bốn bulông đánh số 1, 2, 3 và 4. Bulông bằng thép C30 có $[\sigma_b] = 240 \text{ MPa}$; hệ số ma sát giữa giá đỡ và nền bêtông là $f = 0,15$; ứng suất dập cho phép của nền bêtông là $[\sigma_d] = 1,80 \text{ MPa}$ và hệ số an toàn khi xiết chặt với tải trọng tĩnh là $k = 1,5$.

- 3.1. a) Xác định đường kính cần thiết của bulông cho hai phương án: bulông lắp không khe hở và bulông lắp có khe hở.
 b) Trong ren kẹp chặt nên dùng loại ren gì? Vì sao?

3.2. Kiểm tra độ bền dập của nền xi măng. Nếu $\sigma_d < [\sigma_d]$ thì giải quyết ra sao?

3.3. Xác định tải trọng lớn nhất tác dụng lên mỗi ghép nếu sử dụng bulông lắp có khe hở.

3.4. a) Khi tải trọng ngoài thay đổi từ R_{min} đến $R_{max} < R$ thì có cần tính lại kích thước bulông không? Tại sao?

b) Trong trường hợp nào cần kiểm tra bulông theo độ bền mới?

c) Nêu các giải pháp chống hiện tượng tự tháo lỏng trong mối ghép ren.

Ghi chú

a) Có thể sử dụng công thức sau để tính đường kính ngoài ren bulông (khi không có các bảng tra các thông số đường kính ren):
 $d = d_1 + 2.h$ với $h = 0,54p$. p là bước ren (với bulông có đường kính đến 30mm, có thể lấy p theo dãy sau: 2,5; 2,0; 1,5; 0,75 và 0,5mm).

b) Dãy tiêu chuẩn các đường kính bulông: (dãy 1): M8p; M10p; M12p; M16p; M18p; M20p; M30p;...

ĐỀ THI NĂM 2003

Câu 1.

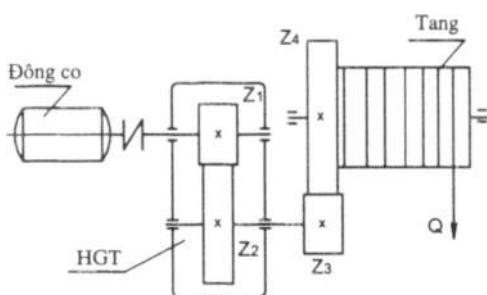
1.1. Chứng minh rằng trong truyền động trực vít, ngoài trượt biên dạng còn có trượt dọc ren với vận tốc trượt lớn.

1.2. Ánh hưởng của trượt dọc ren đến khả năng làm việc và dạng hòng của truyền động trực vít.

1.3. Nêu các giải pháp trong thiết kế và sử dụng để giảm ma sát, mài mòn răng bánh vít.

Câu 2.

2.1. Cho hệ dẫn động như hình vẽ (hình 1.3), trong đó cặp bánh răng Z_1/Z_2 đặt trong hộp kín và cặp Z_3/Z_4 đặt bên ngoài (không được bôi trơn).



Hình 1.3

a) Các cặp bánh răng trên được thiết kế theo chi tiêu sức bền nào? Vì sao? Chứng tỏ rằng các ứng suất tiếp và ứng suất uốn đều thay đổi có chu kỳ?

b) Viết công thức và nêu ý nghĩa của các hệ số Z_H và Z_F trong công thức kiểm nghiệm răng theo độ bền tiếp xúc, từ đó suy ra giải pháp để cải thiện sức bền của bánh răng.

c) Nêu ý nghĩa và phân tích các yếu tố ảnh hưởng của hệ số K_{HB} và K_{FB} trong công thức tính bánh răng theo độ bền tiếp xúc và theo độ bền uốn. Nêu các giải pháp để tài trọng phân bố đều trên chiều dài đường tiếp xúc.

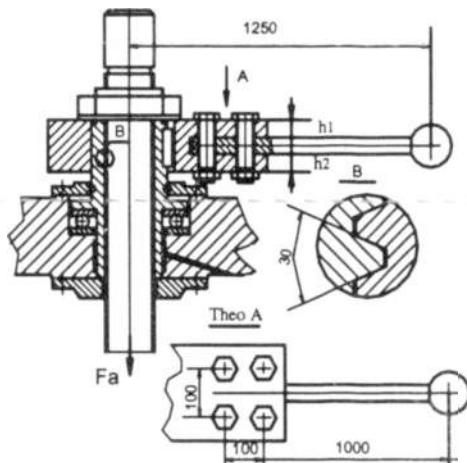
2.2. Một khách hàng mang đến một bánh trụ răng đã bị hỏng (do mòn; tróc rỗ bề mặt hay do răng bị gãy...) và đề nghị thiết kế lại để chế tạo bánh răng mới thay thế bánh răng bị hỏng trên.

a) Để chế tạo bánh răng mới thay thế bánh răng bị hỏng thì cần phải xác định những thông số nào của bánh răng.

b) Để xác định các thông số đó, cần phải đo những kích thước nào của bánh răng?

Câu 3. Cho kết cấu tay quay để tạo lực như hình 1.4. Biết lực dọc trục tác động lên vít me là $F_a = 75.000\text{N}$; vít có số đầu mối $z = 1$; bước ren $p = 8$; các đường kính $d = 55\text{mm}$ và $d_2 = 51\text{mm}$ và ren thang có $\alpha=30^\circ$. Mayơ, tay đòn và bulông đều bằng thép có

$\sigma_{ch} = 220 \text{ MPa}$; hệ số ma sát giữa vít bằng thép và đai ốc bằng đồng là $f = 0,15$. Không kiểm tra lực xiết; tải trọng ngoài không đổi và chọn $[n] = 6$.



Hình 1.4

3.1. Chứng minh rằng truyền động trực vít me – đai ốc có khả năng tự hãm. Hiệu suất truyền động $\eta = 0,3$.

3.2. Xác định tỷ số truyền quy ước.

3.3. Xác định lực tác dụng lên tay đòn quay.

3.4. Xác định đường kính bulông để ghép tay đòn với mayơ theo hai phương án lắp không khe hở và lắp có khe hở với chiều dày $h_1 = h_2 = 8 \text{ mm}$.

Nêu nhận xét và chọn phương án sử dụng? Vì sao?

Ghi chú

a) Có thể sử dụng công thức sau để tính đường kính ngoài ren bulông (khi không có các bảng tra các thông số đường kính ren):

$d = d_1 + 2.h$ với $h = 0,54p$. p là bước ren (với bulông có đường kính đến 30mm, có thể lấy p theo dãy sau: 2,5; 2,0; 1,5; 0,75 và 0,5mm).

b) Dãy tiêu chuẩn đường kính bulông (dãy 1): M8p; M10p; M12p; M16p; M18p; M20p; M30p;...

ĐỀ THI NĂM 2004

Câu 1.

1.1. Các dạng tiếp xúc và các thông số đặc trưng về điều kiện làm việc của các bề mặt đối tiếp đã gấp trong tính toán chi tiết máy.

1.2. Viết biểu thức tính đại lượng đặc trưng về điều kiện chịu tải khi hai mặt tiếp xúc nhau và nêu giới hạn sử dụng công thức đó.

1.3. a) Tại sao ma sát và mòn trong ổ đua trụ lại nhỏ hơn trong ổ bi.

b) Chứng minh rằng khi vòng trong quay thì tuổi thọ của ổ lớn hơn khi vòng ngoài quay (minh họa bằng hình vẽ tần số thay đổi ứng suất trên vòng ổ).

Yếu tố này được xét đến khi tính ổ như thế nào?

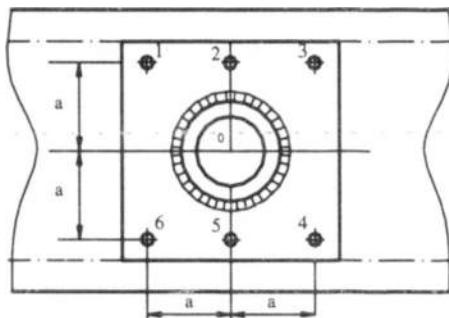
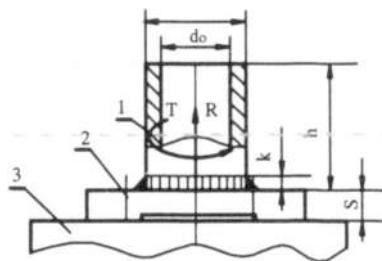
Câu 2.

2.1. a) Các loại tải trọng tác dụng trên chi tiết máy (định nghĩa). Trong tính toán cần phân biệt những loại tải trọng gì? Cho thí dụ minh họa.

b) Tính ứng suất cho phép ứng với các trường hợp: chi tiết máy chịu ứng suất không đổi, ứng suất thay đổi ổn định và không ổn định. Ý nghĩa của hệ số tuổi thọ K_N .

2.2. Viết và giải thích ý nghĩa các đại lượng trong công thức tính hệ số tuổi thọ K_{HL} và K_{FL} khi xác định ứng suất cho phép trong truyền động bánh răng. Các giá trị giới hạn của K_{HL} và K_{FL} .

Câu 3. Cho kết cấu như hình vẽ (Hình 1.5)



Hình 1.5

3.1. Ống 1 được hàn với tấm 2 có chiều dày $s_1 = 8\text{mm}$ bằng mối hàn có cạnh hàn K như hình vẽ; hàn tay, dùng que hàn E42. Vật liệu ống và giá bằng thép CT3 có $\sigma_{ch} = 225\text{MPa}$, hệ số an toàn khi xác định ứng suất cho phép $s = 1,5$. Chịu ngoại lực $R = 40000\text{N}$ và mômen $T = 1,75 \cdot 10^6 \text{Nmm}$. Ống có đường kính ngoài $d = 100\text{mm}$, đường kính trong $d_0 = 68\text{mm}$ và chiều cao $h = 200\text{mm}$

- Xác định kích thước cạnh hàn K.
- Có thể thay kết cấu mối hàn đã cho bằng mối hàn chữ K được không?

- Vẽ kết cấu mối hàn chữ K và tính kiểm nghiệm mối hàn (hàn giáp mối)

- Có nên thay thế mối hàn đã cho bằng mối hàn chữ K không? Vì sao?

c) Trình bày phương pháp tính mối hàn khi tải trọng thay đổi từ $R_{Min} = 0$ đến $R_{Max} = R$ và $T = \text{const}$

Xác định hệ số giảm ứng suất cho phép γ và ứng suất cho phép, biết hệ số tập trung ứng suất $k_t = 2,5$.

3.2. Chi tiết 2 được ghép nối với thanh thép chữ U ($N_0 = 28$) có chiều dày $s_2 = 6\text{mm}$ bằng mối ghép sáu bulông có sơ đồ như hình vẽ và kích thước $a = 100\text{mm}$.

a) Xác định đường kính bulông (dùng bulông lắp có khe hở) để kẹp chặt tâm 2 với giá với điều kiện: Hệ số an toàn khi xác định lực xiết chặt $k = 1,5$, bulông bằng thép 45 có $\sigma_{ch} = 350\text{MPa}$, không kiểm tra lực xiết do đó chọn hệ số an toàn khi xác định ứng suất cho phép $s = 2,5$, hệ số giảm tải $\lambda = 0,25$ và hệ số ma sát $f = 0,15$ (không cần tính chính xác lại hệ số giảm tải λ).

b) Trình bày phương pháp tính bulông khi:

- Tài trọng R thay đổi từ $R_{Min} = 0$ đến $R_{Max} = R$ và $T = \text{const}$.

- Tài trọng $R = \text{const}$ và T thay đổi từ $T_{Min} = 0$ đến $T_{Max} = T$.

Chú thích

Kích thước các yếu tố của mối ghép bulông được chọn theo đường kính ngoài của ren như sau:

Đường kính định ren

M12

M16

M20

M24

Kích thước trong d_1 (mm)	10,106	13,385	17,294	20,752
Chiều cao đai ốc H (mm)	10	14	16	19
Kích thước chừa vặn S (mm)	19	24	30	36
Chiều dày đệm h_0 (mm)	3	3,5	4,5	5,5

ĐỀ THI NĂM 2005

Câu 1.

1.1. a) Trình bày những nguyên tắc về chọn vật liệu khi tính toán thiết kế chi tiết máy.

b) Những nguyên tắc đó thể hiện trong việc chọn vật liệu chế tạo trực vít và bánh vít như thế nào?

Vì sao vật liệu vành răng bánh vít được chọn phu thuộc vào vận tốc trượt?

1.2. a) Nêu các đặc điểm tính toán thiết kế chi tiết máy.

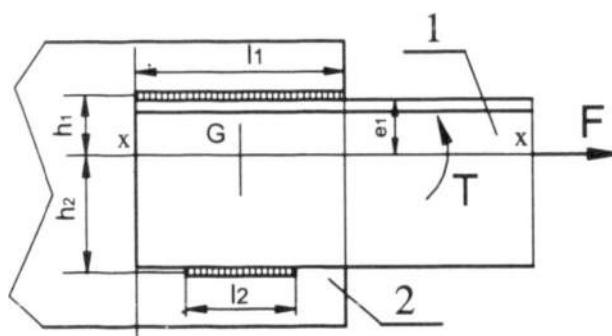
b) Vì sao phải tiến hành thiết kế chi tiết máy theo hai bước: Tính thiết kế và tính kiểm nghiệm?

c) Lấy ba ví dụ cho ba chi tiết khác nhau để giải thích thêm về đặc điểm này.

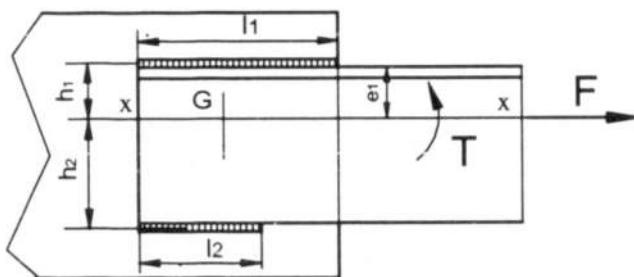
d) Với các kích thước và thông số thu được trong bước tính thiết kế, khi kiểm nghiệm không đạt yêu cầu cần xử lý như thế nào?

e) Lấy ba ví dụ cho ba loại chi tiết khác nhau và nêu các giải pháp có thể sử dụng nếu trong bước tính kiểm nghiệm không đạt yêu cầu.

Câu 2. Cho kết cấu mối ghép hàn (hình 1.6a), để hàn chi tiết 1 (thanh thép L90 × 90 × 9, diện tích mặt cắt $A = 14\text{cm}^2$) hàn với tấm 2 có chiều dày $\delta = 12\text{mm}$. Vật liệu của hai chi tiết bằng thép CT3 có $[\sigma]_k = 160\text{MPa}$, hàn bằng tay với que hàn 42A.



Hình 1.6a



Hình 1.6b

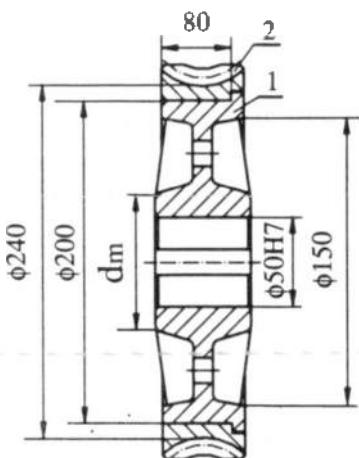
2.1. Xác định chiều dài mối hàn dọc l_1 và l_2 khi mối ghép chịu tải trọng dọc trực $F(N)$.

Biết khoảng cách $e_1 = 25,1\text{mm}$, cạnh hàn k và $[\tau]$.

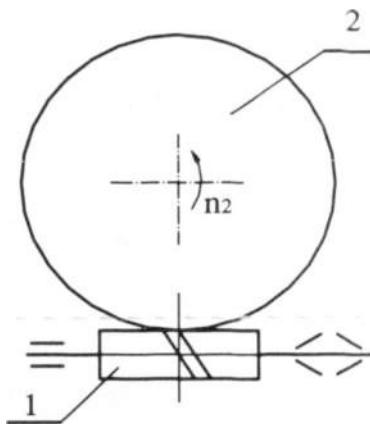
2.2. Xác định kích thước cạnh hàn “k” khi mối ghép đồng thời chịu tải trọng $F = 6.10^4\text{N}$ và $T = 3,5.10^6\text{Nmm}$; chiều dài cạnh hàn $l_1 = 155\text{mm}$ và $l_2 = 60\text{mm}$, khoảng cách từ trọng tâm tiết diện mối hàn đến đường tâm trực x-x là $h_1 = 27\text{mm}$ và $h_2 = 67\text{mm}$ và ứng suất cho phép của mối hàn $[\tau] = 105\text{MPa}$.

2.3 Nếu thay đổi kết cấu mối hàn như phương án hình 1.6b. Theo bạn phương án nào hợp lý hơn, vì sao? (không cần tính cụ thể).

Câu 3. Cho bộ truyền động trực vít (hình 1.7a). Biết $n_1 = 930$ vòng/phút; $u = 20$; $m = 6,3\text{mm}$; $q = 12,5$ và $z_1 = 2$, mômen trên trực bánh vít $T_2 = 300000\text{Nmm}$.



Hình 1.7a



Hình 1.7b

3.1. a) Xác định trị số (chỉ lấy phần nguyên của giá trị lực) và chiều các lực ăn khớp xuất hiện trên bề mặt ren trực vít và răng bánh vít theo sơ đồ hình 1.7a (bò qua lực ma sát).

b) Khi trực vít quay theo chiều ngược lại, các lực này có thay đổi không? Vì sao?

3.2. a) Xác định độ dôi để lắp vòng răng bánh vít với thân khi truyền tải trọng trên, biết:

- Vành bánh vít bằng đồng thanh lắp với thân bánh vít bằng gang ($E_2 \approx E_1 = 105 \text{ MPa}$; $\mu_1 \approx \mu_2 = 0,3$).

- Các kích thước bề mặt ghép cho trên hình 1.7b

- Bề mặt ghép được gia công với nhám bề mặt $R_{z1} = 3,2 \mu\text{m}$ và $R_{z2} = 6,3 \mu\text{m}$, $f = 0,05$ và hệ số an toàn $k = 1,7$.

b) Độ dôi mối ghép được xác định khi bánh vít quay theo chiều nào? Vì sao?

ĐỀ THI NĂM 2006

Câu 1.

1.1. Các thông số và yêu cầu cơ bản của truyền động công suất là gì (truyền động cơ khí)?

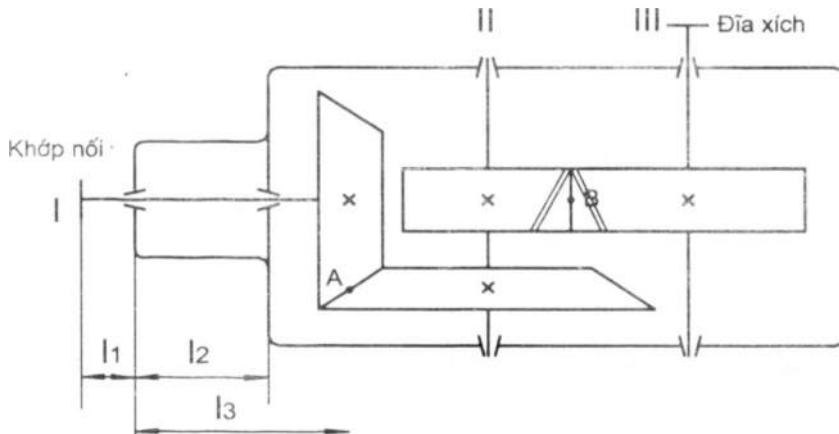
1.2. a) Viết công thức tính lực căng trên các nhánh đai: F_1 ; F_2 ; Viết công thức xác định mối quan hệ của F_1 và F_0 với góc ôm α_1 , hệ số ma sát f (bò qua lực căng do lực ly tâm). Từ đó suy ra giải pháp nâng cao khả năng tải bộ truyền đai.

b) Vì sao đai có thể bị phá hỏng do mòn? Viết công thức tính ứng suất max và min (bò qua ứng suất do lực ly tâm gây ra). Nếu các yếu tố ảnh hưởng đến tuổi thọ của bộ truyền đai.

1.3. a) Nêu và phân tích nguyên nhân dẫn đến tỷ số truyền thay đổi trong bộ truyền đai, xích và bánh răng.

b) Ảnh hưởng của tỷ số truyền thay đổi đến khả năng làm việc của bộ truyền và các giải pháp khắc phục (nếu có).

Câu 2. Cho sơ đồ hộp giảm tốc Côn - Trụ (hình 1.8).



Hình 1.8

2.1. a) Đặt lực ăn khớp tại các điểm A và B.

b) Viết biểu thức và tính giá trị (chỉ lấy phần nguyên) các lực ăn khớp trên cùp bánh côn răng thẳng biết: $T_1 = 150000\text{Nmm}$; $d_{ml} = 150\text{mm}$; $\delta_1 = 13^\circ$.

2.2. Có bao nhiêu phương án bố trí gối đỡ trực cho trục có lắp bánh răng côn dẫn. Vẽ các sơ đồ bố trí gối đỡ trực đã nêu.

2.3. Cho biết: $i_1 = 50\text{mm}$; $i_2 = 120\text{mm}$ và $i_3 = 200\text{mm}$ (xem sơ đồ hình 1.8); Đầu vào lắp khớp nối vòng đàm hồi có $D_0 = 100\text{mm}$ (đường kính qua tâm chốt vòng đàm hồi).

a) Xác định giá trị F_{kmin} và F_{kmax} (chỉ lấy phần nguyên) và xác định phương chiều của lực F_k (lực do khớp gây ra).

b) Tính các phản lực gối tựa trực vào HGT cho sơ đồ bố trí như hình 2 với F_{kmax} (chỉ tính cho phương án khi F_{kmax} ngược chiều với F_1).

c) Xác định tải trọng quy ước Q cho ô lắp theo sơ đồ trên hình 1.8 (sơ đồ chữ "O") biết: sử dụng ô đùa côn có $\alpha = 26^\circ$ và $V = 1$; $K_d = K_t = 1$ (Ghi chú: Nếu $F_x/VF_r > e$, lấy $X = 0,40$ và $Y = 0,45 \cot \alpha$).

2.4. a) Tính sơ bộ đường kính trực vào HGT, biết $[\tau] = 20\text{MPa}$.

b) Chọn đường kính các đoạn trực có lắp khớp nối, ô lăn và bánh răng, biết đường kính trực động cơ điện $d_{dc} = 42\text{mm}$. Đường kính các đoạn trực cần thỏa mãn những yêu cầu gì? (Biết dây tiêu chuẩn đường kính thân trực:..30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45;...).

c) Vẽ kết cấu trực cho phương án đã chọn (chỉ vẽ hình dáng mà không cần tỷ lệ).

2.5. Sử dụng mồi ghép then băng có kích thước $12 \times 8 \times 1$ để truyền mômen $T_1 = 150000\text{Nmm}$. Biết đường kính trực $d = 38\text{mm}$;

chiều sâu rãnh then trên trực và trên bậc: $t_1 = 5\text{mm}$ và $t_2 = 3,3\text{mm}$; vật liệu then có $[\sigma_d] = 100\text{MPa}$ và $[\tau] = 40\text{MPa}$ (Biết chiều dài tiêu chuẩn của then bằng: 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; ...).

Xác định chiều dài then và chiều dài mayo bánh răng côn lắp trên trực.

2.6. Nếu thay cặp bánh răng côn thẳng bằng cặp bánh răng cong thì nên chọn hướng răng như thế nào? Vì sao?

ĐỀ THI NĂM 2007

Câu 1.

1.1. a) Thế nào là trực tròn, trực bậc. Trong thực tế loại trực nào được sử dụng nhiều hơn, lấy hai ví dụ mỗi loại để minh họa.

b) Nếu và phân tích ưu nhược điểm của trực tròn và trực bậc.

c) Nếu các giải pháp để khắc phục những nhược điểm của trực bậc trong thiết kế kết cấu để nâng cao tính công nghệ trong chế tạo trực và các chi tiết lắp trên trực.

1.2. a) Viết biểu thức tính giá trị của biên độ ứng suất và ứng suất trung bình khi trực quay một chiều, biết $M_u = 150000\text{Nmm}$; $T = 750000\text{Nmm}$; trực có đường kính $d = 45\text{mm}$; then có kích thước $b = 14\text{mm}$ và $t_1 = 5,5\text{mm}$.

Vẽ đồ thị về sự thay đổi của ứng suất uốn (σ_u) và ứng suất xoắn (τ) trong một chu trình thay đổi ứng suất.

b) Viết công thức tính kiểm nghiệm trực theo hệ số an toàn, biết S_σ và S_τ .

- Nếu các giải pháp khi $S < [S]$.

- Trường hợp trục quay hai chiều, tính toán trục theo độ bền mỏi có gì thay đổi so với trường hợp trục quay một chiều? Vì sao?

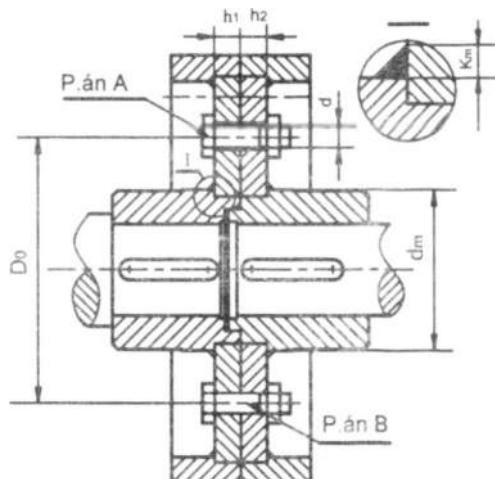
Câu 2.

2.1. a) Nếu các đặc điểm chính của nối trục chật, nối trục bù và nối trục đàn hồi là gì?

b) Nếu nguyên nhân dẫn đến sự xuất hiện lực hướng tâm tác dụng lên trục khi sử dụng nối trục? Các giải pháp khắc phục nếu có.

c) Cách xác định trị số và phương chiêu của lực F_k trong tính toán trục và chọn ô. Lấy ví dụ để minh họa điều vừa nêu là đúng.

2.2. Cho nối trục đĩa có kết cấu như hình 1.9, biết mômen xoắn tác dụng lên trục $T = 1400\text{Nm}$; số bulông $z = 6$; đường kính qua tâm bulông $D_0 = 260\text{mm}$; chiều dày đĩa $h_1 = 10\text{mm}$ và $h_2 = 12\text{mm}$. Bulông làm bằng thép C30 có $\sigma_{ch} = 260\text{MPa}$ tương ứng với $[\sigma_k] = 100\text{MPa}$; $[\tau_c] = 125\text{MPa}$ và $[\sigma_d] = 240\text{MPa}$; hệ số ma sát trên bề mặt tiếp xúc $f = 0,15$ và hệ số an toàn $s = 1,5$.



Hình 1.9

a) Xác định chiều dày cạnh hàn k_m để hàn đĩa vào may σ, biết: $d_m = 180\text{mm}$. Hệ số tập trung tải trọng theo chiều dài cạnh hàn là 3 (chỉ có 1/3 chiều dài cạnh hàn chịu lực). Tải trọng tĩnh, hàn tay, dùng que hàn E42, đĩa bằng thép có $[\sigma_k] = 157\text{MPa}$.

b) Xác định đường kính bulông để lắp hai nửa nối trực theo hai phương án:

- Lắp có khe hở (phương án A).
- Lắp không khe hở (phương án B).

c) Dựa vào kết quả tính toán và kích thước nối trực đã cho để quyết định phương án sử dụng cho hợp lý, vì sao?

d) Ngoài phương án đã cho trong hình vẽ, còn có thể dùng các phương án nào khác để đảm bảo độ đồng tâm giữa hai đầu trực nối.

e) Nếu sử dụng ba bu lông tĩnh vừa để định tâm vừa để truyền lực và ba bu lông có khe hở lắp xen kẽ nhau để nối hai nửa khớp trực. Theo bạn thì:

- Có thể thực hiện được không? Vì sao?

- Nếu thực hiện được thì nên phương pháp xác định đường kính bulông cho mỗi ghép hỗn hợp nói trên. Giả thiết là đĩa có đủ độ cứng và chiều dày đủ lớn đảm bảo độ bền cắt và độ bền dập của bulông; Các bulông có cùng đường kính.

Ghi chú: Dây tiêu chuẩn ren hệ mét:

d M8; M10; M12; M16; M20; M24; M27;...

d₁ 6,647; 8,376; 10,106; 13,835; 17,924; 20,752; 23,752;...

ĐỀ THI NĂM 2008

Câu 1.

1.1. Thể nào là bánh răng trụ tương đương với bánh răng côn? Xác định các thông số của bánh trụ tương đương khi thay thế qua tiết diện trung bình. Biết các thông số của cặp bánh răng côn Zi, m_e , b và δ_i .

1.2. Nếu thay thế qua tiết diện khác (ví dụ qua tiết diện đáy lớn với m_e) thì kết quả tính toán sức bền có thay đổi không? Vì sao? Xác định các thông số của bánh răng trụ tương đương qua tiết diện đáy lớn.

1.3. Chứng minh rằng ứng suất tiếp xúc hoặc ứng suất uốn không thay đổi trên chiều dài răng, và vì vậy, có thể tính sức bền răng ở bất cứ tiết diện nào. Và để đơn giản, ta tính qua tiết diện trung bình của răng.

1.4. Hệ số 0,85 trong các công thức tính sức bền bánh côn răng thẳng có ý nghĩa gì? Vì sao?

Câu 2.

2.1. Công dụng của HGT trong hệ thống dẫn động máy.

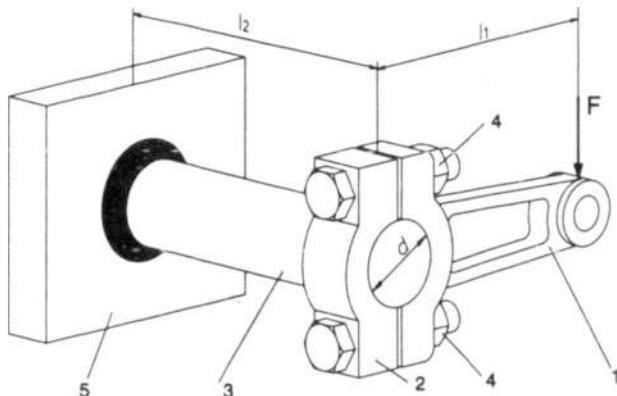
2.2. Nêu những ưu nhược điểm của HGT khai triển thường. Các giải pháp để khắc phục khi thiết kế các chi tiết (bánh răng, trực,...) trong HGT khai triển thường.

2.3. Có bao nhiêu phương án bố trí bánh răng trong sơ đồ HGT hai cấp dạng khai triển hoặc đồng trực nếu sử dụng các bánh răng trụ thẳng và nghiêng. Hãy nêu các phương án bố trí có thể. Trong những trường hợp nào nên sử dụng các phương án bố trí tương

ứng? Cần chú ý gì khi chọn hướng răng trong trường hợp sử dụng toàn răng nghiêng (cấp nhanh và cấp chậm đều răng nghiêng)?

2.4. Khi thiết kế bánh răng trong HGT, giá trị môđun của các cặp bánh răng nên chọn như thế nào? Vì sao?

Câu 3. Chi tiết 1 được cố định bằng vòng kẹp 2 trên thanh trụ tròn 3 (đường kính $d = 60\text{mm}$) nhờ vào hai bulông 4 (hình 1.10).



Hình 1.10

Thanh trụ tròn được cố định với thân máy 5 bằng mối hàn góc, đường kính hình trụ tại mối hàn là $D = 80\text{mm}$. Cho biết $l_1 = 400\text{mm}$, $l_2 = 200\text{ mm}$.

Hệ số ma sát giữa trục và vòng kẹp $f = 0,20$, hệ số an toàn khi xiết chặt với tải trọng tĩnh $k = 1,3$. Vòng kẹp mềm hình dạng bè mặt tiếp xúc có dạng trụ và áp lực phân bố đều trên bè mặt tiếp xúc. Tải trọng không đổi tác dụng $F = 3000\text{N}$, bỏ qua khối lượng của chi tiết.

3.1. Xác định lực xiết cần thiết V trên mỗi bulông?

3.2. Xác định đường kính bulông nếu vật liệu bulông là thép có cấp bền 8.8 (giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 640\text{MPa}$, hệ số an toàn $s = 2,5$).

3.3. Xác định chiều dài cạnh hàn k_m để hàn trực 3 vào thân 5. Hệ số tập trung tải trọng theo chiều dài cạnh hàn là 3 (chỉ có 1/3 chiều dài cạnh hàn chịu lực). Tải trọng tĩnh, hàn tay, dùng que hàn E42, thân và trực đều bằng thép có $[\sigma_k] = 157 \text{ MPa}$.

3.4. Khi tải trọng ngoài thay đổi có cần tính lại đường kính bulông và mối ghép hàn không? Vì sao?

Biết dây tiêu chuẩn ren hệ mét:

d M8; M10; M12; M16; M20; M24; M27;...

d_1 6,647; 8,376; 10,106; 13,835; 17,924; 20,752; 23,752;...

ĐÊ THI NĂM 2009

Ngày thi: 10 tháng 05 năm 2009

Bài 1. (8đ)

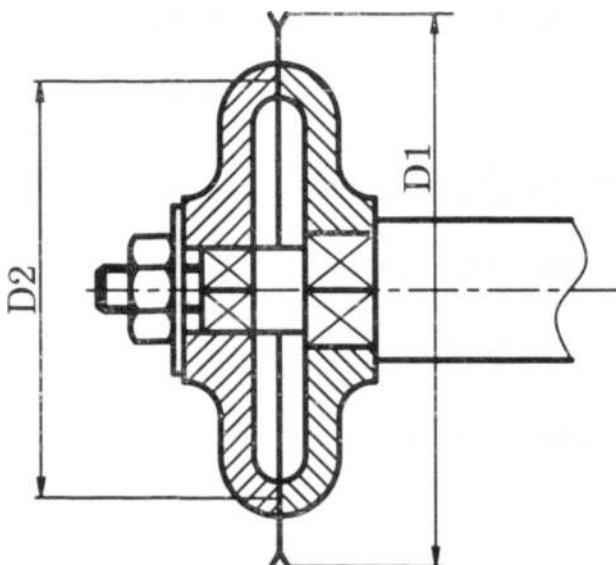
1.1. Khả năng tải của bộ truyền đai và tuổi thọ dây đai thay đổi như thế nào khi giữ nguyên số vòng quay, đường kính các bánh đai nhưng tăng khoảng cách trực a?

1.2. Giải thích tại sao trong mối ghép ren người ta sử dụng ren tam giác, còn trong bộ truyền vít – đai ốc người ta sử dụng ren hình thang hoặc ren vuông.

1.3. Lưỡi cưa được giữ chặt trên trực nhờ miếng đệm và đai ốc (hình 1.11). Chuyển động và công suất được truyền từ động cơ sang trực lắp lưỡi cưa qua bộ truyền đai thang. Cho biết lực cắt $F_c = 5 \text{ kN}$, (có phương tiếp tuyến lưỡi cưa); đường kính lưỡi cưa $D_1 = 400\text{mm}$, đường kính miếng đệm $D_2 = 120\text{mm}$; hệ số ma sát giữa miếng đệm và lưỡi cưa $f = 0,2$; hệ số an toàn mối ghép $K = 1,5$. Vật

liệu trực là thép có ứng suất kéo cho phép $\sigma_k = 150 \text{ MPa}$. Xác định:

- Lực xiết V đai ốc.
- Đường kính phần có ren của trục và chọn ren.

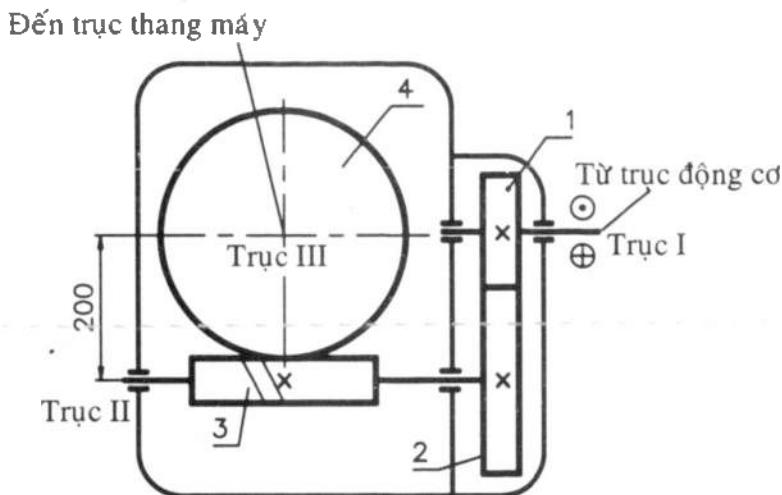


Hình 1.11

d , mm	12	16	20	24	30	36	42	48	56
d_1 , mm	10,106	13,875	17,294	20,752	26,211	31,670	37,129	42,587	50,046

Bài 2. (12đ)

Hộp giảm tốc bánh răng - trục vít được sử dụng để truyền chuyển động từ động cơ cho trục thang máy (hình 1.12). Tương ứng với tỷ số truyền bộ truyền trục vít $u_{34} = 20$, số vòng quay bánh vít $n_{III} = 37 \text{ vg/ph}$, mômen xoắn trên trục bánh vít $T_{III} = 1000 \text{ Nm}$ và vật liệu bánh vít là đồng thanh, theo độ bền tiếp xúc tính được khoảng cách trục $a_w = 200 \text{ mm}$, phù hợp với yêu cầu kết cấu.



Hình 1.12

- a) Viết công thức tính hệ số đường kính q . Vì sao ngoài môđun m , trong bộ truyền trực vít còn sử dụng q ?
- b) Xác định các thông số ăn khớp của bộ truyền (z_3, z_4, q, m , góc vít γ).
- c) Tính hiệu suất bộ truyền trực vít, cho biết $f = \frac{0,048}{v_s^{0,36}}$ (v_s là vận tốc trượt).
- d) Phương chiều và giá trị các lực tác dụng lên trực vít và bánh vít.
- e) Nếu và giải thích các phương án bố trí và chọn ô cho trục II?

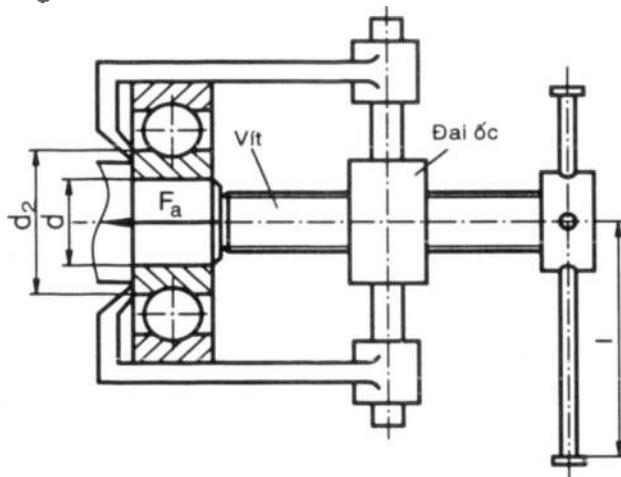
Chú thích bài 2

Giá trị tiêu chuẩn của môđun m và hệ số đường kính q (dãy 1):

m	4	5	6,3	8	10	12,5	16
q	6,3	8	10	12,5	16		

Bài 3. (10d) (Các câu 3.1 và 3.2 độc lập nhau)

Dụng cụ để tháo ốc lăn là bộ truyền vít - đai ốc như hình 1.13 có ren hình thang cân.



Hình 1.13

3.1. Xác định lực F_a lớn nhất cần thiết để tháo ốc lăn với vòng trong ốc lăn xem như ống trụ tròn. Cho trước: dung sai của trục là $d = \phi 60k6$ ($\phi 60_{+0.21}^0$), ốc lăn là chi tiết tiêu chuẩn với đường kính vòng trong ốc có sai lệch giới hạn nhỏ nhất $-15\mu m$, chiều rộng ốc $B = 31mm$, đường kính ngoài vòng trong $d_2 = 80mm$. Độ nhám bề mặt trục $R_{z1} = 12,5\mu m$, vòng trong ốc $R_{z2} = 6,3\mu m$. Hệ số ma sát giữa ốc và trục $f = 0,16$.

3.2. Cho trước các thông số vít: số mũi ren $z_1 = 1$, bước ren $p_s = 2mm$, đường kính ngoài $d = 24mm$, đường kính trung bình $d_2 = 23mm$, áp suất cho phép $[p] = 6MPa$, các hệ số $\psi_H = 2$, $\psi_h = 0,5$, hệ số ma sát cùp ren vít $f = 0,12$. Xác định:

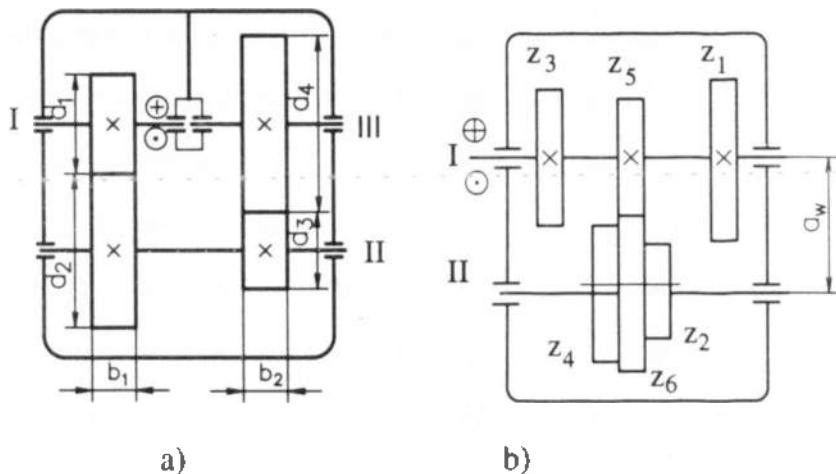
- Tài trọng F_a lớn nhất được tạo bởi vít.
- Chiều dài một tay quay theo giá trị F_a vừa tìm được. Cho biết lực tác dụng lên đầu tay quay $F_t = 200N$.

Bài 4. (10 đ) (Các câu 4.1 và 4.2 độc lập nhau)

4.1. Cho hộp giảm tốc hai cấp đồng trục (hình 1.14a) với tỷ số truyền u_{hgt} : $u_{12} = u_{34} = \sqrt{u_{hgt}}$ và vật liệu, kích thước đường kính và hệ số tải trọng tính như nhau ($d_{w1} = d_{w3}$, $d_{w2} = d_{w4}$, $K_{H12} = K_{H34}$).

a) Tìm sự liên hệ giữa chiều rộng vành răng b_1 và b_2 để đảm bảo độ bền tiếp xúc đều giữa các cặp bánh răng.

b) Cho trước $u_{hgt} = 8\dots20$ và $\psi_{ba} = 0,25, \dots, 0,5$, giải thích tại sao khả năng tải cặp bánh răng cấp nhanh không dùng hết.



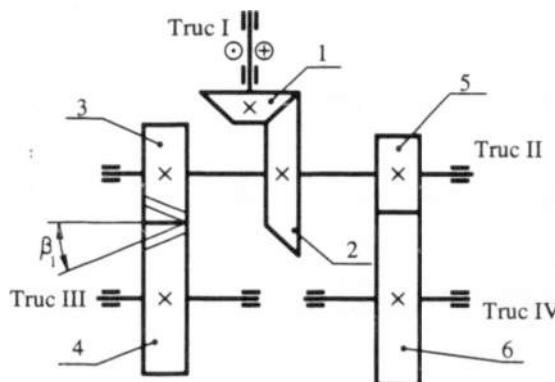
Hình 1.14

4.2. Trong hộp số (bộ truyền kín) người ta sử dụng bánh răng di trượt như hình 1.14b để truyền mômen xoắn T từ trục I sang trục II. Cho biết khoảng cách trục $a_w = 200\text{mm}$. Cho trước tỷ số truyền $u_{12} = z_2/z_1 = 0,56$; $u_{34} = z_4/z_3 = 1,12$; $u_{56} = z_6/z_5 = 3,16$, chiều rộng cặp bánh răng $z_1 z_2$ là $b_{12} = 20\text{mm}$. Giả sử các bánh răng có cùng môđun $m = 2\text{mm}$. Cho trước các bánh răng đều cùng loại vật liệu, có cùng độ rắn mặt răng, làm việc ở chế độ dài hạn và cùng hệ số tải trọng tính K_H . Xác định:

- a) Số răng z_1, z_2, z_3, z_4, z_5 và z_6 (cho phép sai số tỷ số truyền $\Delta u < 3\%$).
- b) Chiều rộng các bánh răng để đảm bảo độ bền đều giữa các cặp bánh răng.

ĐỀ THI NĂM 2010

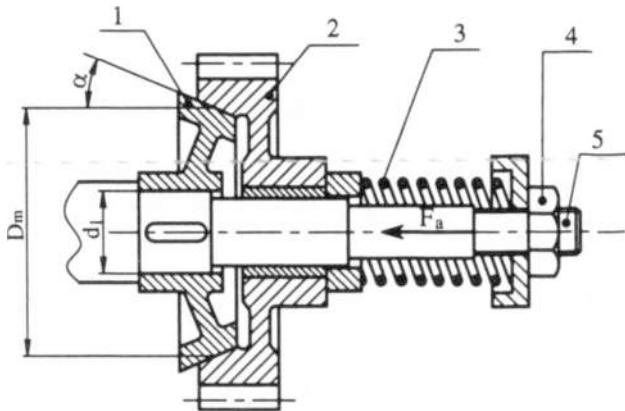
Bài 1. (12đ) Cho hệ thống truyền động như hình 1.15.



Hình 1.15

- 1.1. Xác định phương chiềut các lực tác dụng lên các cặp bánh răng.
- 1.2. Sự thay đổi của chiềut quay trục I ảnh hưởng như thế nào đến kết quả tính toán thiết kế các chi tiết máy?
- 1.3. Chứng minh công thức tổng quát xác định số chu kỳ làm việc tương đương theo độ bền uốn và tiếp xúc N_{HE} và N_{FE} các bộ truyền bánh răng.
- 1.4. Trình bày và minh họa sự phụ thuộc kết cấu bánh răng bằng thép vào kích thước đường kính.

Bài 2. (10 đ) Ly hợp ma sát côn có kết cấu như hình 1.16. Nhờ vào ly hợp 1 mà mômen xoắn T được truyền từ bánh răng trụ răng thẳng 2 đến trục 5. Đường kính trung bình ly hợp D_m . Để tạo lực nén F_a cho ly hợp ta sử dụng lò xo 3 và đai ốc 4.



Hình 1.16

2.1. Tìm quan hệ giữa lực nén F_a và mômen xoắn T . Phân tích sự phụ thuộc khả năng tải vào góc α . Tính giá trị F_a nếu cho trước: $T = 120000\text{Nmm}$; hệ số chế độ làm việc $K = 1.5$; $D_m = 160\text{mm}$; góc $\alpha = 18^\circ$; hệ số ma sát cặp vật liệu bề mặt ly hợp $f = 0.3$.

2.2. Tìm công thức xác định đường kính dây lò xo d . Tính và chọn d , đường kính trung bình D lò xo nếu cho trước: lực nén lớn nhất lên ly hợp $F_a = F_{\max} = 3000\text{N}$, hệ số đường kính $c = 6$, $[\tau] = 800 \text{ MPa}$, dây số d tiêu chuẩn: 4; 4,5; 5; 5,5; 5,6; 6; 6,3; 6,5; 6,7; 7,0; 7,5; 8; 9; 10; 11;..

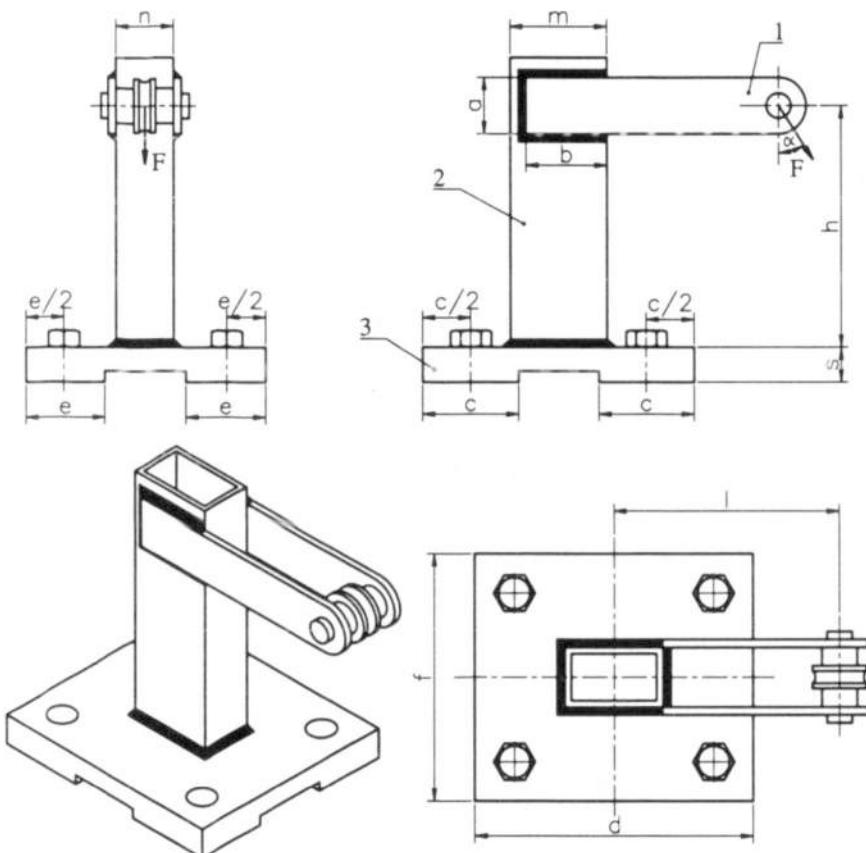
2.3. Các biện pháp chống tháo lòng đai ốc đầu trục 5.

Bài 3 (18đ)

Kết cấu chịu tải như hình 3. Hai thanh 1.17 được ghép với cột 2 bằng mối ghép hàn chồng với mối hàn hỗn hợp. Cột 2 ghép với bệ

đỡ 3 băng mối ghép hàn chữ T không vát mép cạnh. Bệ đỡ 3 ghép với nền bêtông bằng mối ghép ren với bốn vít, kiểu lắp có khe hở.

Các số liệu cho trước: tải trọng $F = 5000\text{N}$; góc $\alpha = 30^\circ$; ứng suất kéo cho phép của vít $[\sigma_k] = 150\text{MPa}$; hệ số ngoại lực mối ghép ren $\chi = 0,25$; hệ số ma sát giữa bệ máy và nền bêtông $f = 0,35$; hệ số an toàn chống tách rời và chống trượt lấy bằng nhau $k = 1,5$. Các kích thước $m = 300\text{mm}$; $n = 200\text{mm}$; $d = 600\text{mm}$; $f = 500\text{mm}$; $b = 150\text{mm}$; $a = 200\text{mm}$; $c = 200\text{mm}$; $e = 150\text{mm}$; $h = 1500\text{mm}$; $l = 800\text{mm}$; $s = 50\text{mm}$. Phương pháp hàn thủ công, dùng que hàn $\varnothing 42$, ứng suất cắt cho phép của các mối hàn $[\tau] = 100\text{MPa}$. Tải trọng tĩnh.



Hình 1.17

Yêu cầu:

- 3.1.** Tìm công thức tổng quát xác định trọng tâm mối hàn và chiều cao mối hàn k_1 giữa tấm 1 và cột 2. Tính giá trị k_1 .
- 3.2** Tìm công thức tổng quát xác định chiều cao cạnh hàn k_2 giữa cột 2 và tấm 3. Tính giá trị k_2 .
- 3.3** Tìm công thức xác định lực xiết V . Tính V , đường kính bu lông d_1 và chọn ren M.
- 3.4** Kiểm tra độ bền dập nền bêtông nếu ứng suất dập cho phép bêtông $[\sigma_d] = 2 \text{ MPa}$.

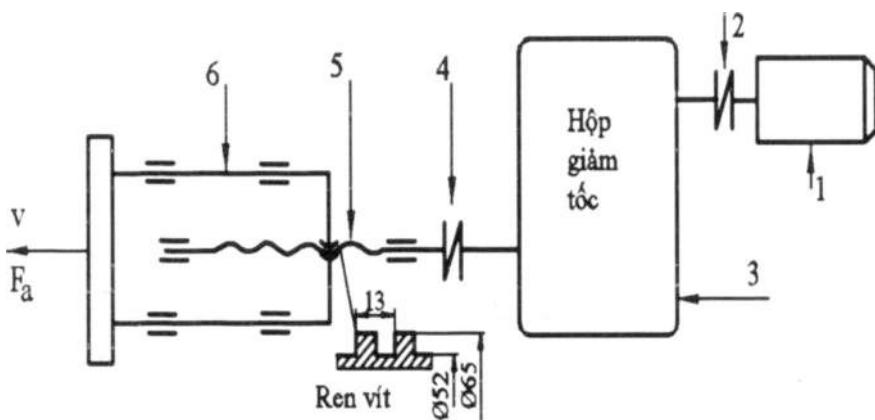
Bảng tra ren

Vít	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30
$d_1 \text{ (mm)}$	6,647	8,376	10,106	13,835	17,294	20,752	26,211

ĐỀ THI NĂM 2011**Bài 1 (13đ)**

Động cơ 1 truyền chuyển động và công suất qua hộp giảm tốc 3 và bộ truyền vít me – đai ốc 5 đến bàn 6 (hình 1). Vận tốc bàn 6 là $v = 0,0262 \text{ m/s}$. Kích thước vít với 1 mối ren (ren vuông) cho trên hình 1.18. Hệ số ma sát trên ren $f = 0,12$.

Công suất động cơ $P = 7,5 \text{ kW}$, số vòng quay $n = 1450 \text{ vg/ph}$. Hiệu suất hệ thống truyền động từ động cơ 1 đến vít 5 là $\eta = 0,9$.

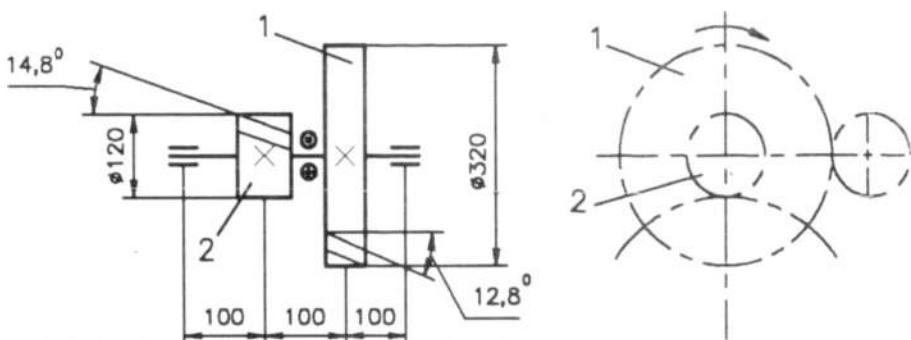


Hình 1.18

- 1.1. Xác định tỷ số truyền u hộp giảm tốc 3 và lực F_a bàn 6.
- 1.2. Xác định hiệu suất bộ truyền vít me-đai ốc. Phân tích ảnh hưởng số môi ren Z_1 đến hiệu suất.
- 1.3. Với tần số truyền hộp giảm tốc $u = 10\dots20$ thì ta có thể sử dụng các hộp giảm tốc nào cho hình 1? Vẽ sơ đồ các hộp giảm tốc này. Chọn loại (dạng) cho nồi trực 2 và 4 trên hình 1.

Bài 2. (16đ)

- 2.1. Các nhân tố ảnh hưởng đến ứng suất uốn cho phép của trực $[\sigma_F]$? Các phương pháp nâng cao độ bền mồi trực.
- 2.2. Tại sao ta phải kiểm nghiệm trực theo hệ số an toàn s ? Giải pháp xử lý nếu $s \leq [s]$?
- 2.3. Mômen xoắn trên trực trung gian có giá trị $T = 360000\text{Nmm}$ được truyền từ bánh răng 1 (bánh bị dẫm có góc nghiêng $\beta_1 = 12,8^\circ$) đến bánh răng 2 (bánh dẫm có góc nghiêng $\beta_2 = 14,8^\circ$) với các số liệu cho trên hình 1.19. Cho trước ứng suất uốn cho phép trực $[\sigma_F] = 100 \text{ MPa}$. Xác định:



Hình 1.19

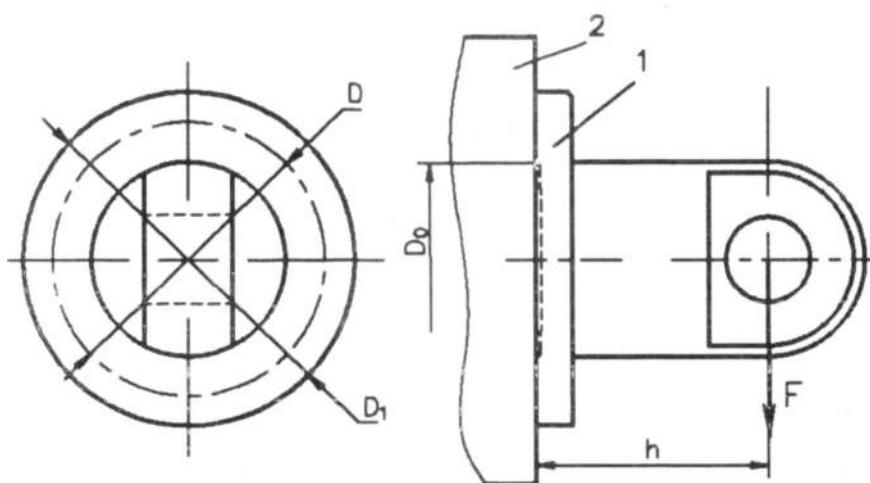
- a) Phương chiếu và giá trị các lực tác dụng lên trực.
- b) Phản lực tại các ô và vẽ biểu đồ mômen uốn và xoắn.
- c) Đường kính trực tại tiết diện nguy hiểm.

Bài 3 (11d)

3.1. Tại sao trong mối ghép ren ta chỉ tính bền bulông (vít) mà không tính độ bền ren?

3.2. Cho kết cấu (hình 1.20), chi tiết 1 được ghép với đế 2 bằng mối ghép bulông có $z = 4$, tâm các bulông nằm trên vòng tròn có đường kính D . Mối ghép chịu lực F không đổi.

- a) Chọn phương án bố trí bulông hợp lý nhất.
- b) Tính đường kính bulông theo phương án đã chọn khi sử dụng mối ghép bulông có khe hở. Biết $F = 5500\text{N}$; $h = 150\text{mm}$; hệ số an toàn khi xiết chặt $k = 1,5$; hệ số ngoại lực (giảm tải) $\chi = 0,2$; hệ số ma sát $f = 0,3$; $D = 150\text{mm}$; $D_0 = 100\text{mm}$; $D_1 = 180\text{mm}$. Bulông băng thép có ứng suất kéo cho phép $[\sigma]_k = 160\text{MPa}$.



Hình 1.20

Bảng tra ren

Vít (bu lông)	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30
d_1 (mm)	6,647	8,376	10,106	13,835	17,294	20,752	26,211

ĐỀ THI NĂM 2012**Bài 1. (14đ)**

Bộ truyền đai dẹt (hình 1.21) với số liệu cho trước: đường kính bánh dẫn $d_1 = 250\text{mm}$, bánh bị dẫn $d_2 = 630\text{mm}$; góc ôm đai $\alpha_1 = 170^\circ$; $\alpha_2 = 190^\circ$; hệ số ma sát giữa đai và bánh đai $f_1 = f_2 = 0,3$; số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 1200\text{vg/ph}$. Cho biết chiều dày đai $\delta = 6\text{mm}$, chiều rộng đai $b = 100\text{mm}$, môđun đàn hồi dây đai $E = 100\text{MPa}$. Ứng suất kéo dây đai do căng đai ban đầu $\sigma_0 = 1,8\text{MPa}$. Bỏ qua lực căng phụ do lực ly tâm gây nên. Yêu cầu:

- 1.1. Tính khoang cách trục a bộ truyền đai hình 1.21a.

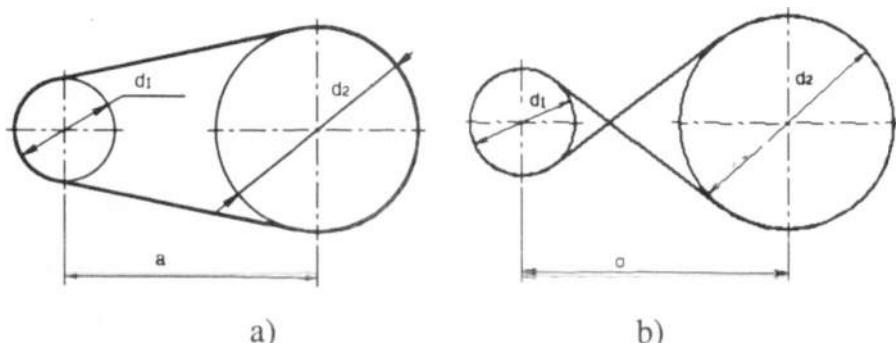
1.2. Tính lực căng đai ban đầu F_0 và khả năng tải bộ truyền đai (F_t , T , P).

1.3. Xác định ứng suất lớn nhất sinh ra trong dây đai? Tại sao phải giới hạn đường kính bánh đai nhỏ và chiều dày đai. Nếu thay đổi chiều dày đai $\delta = 7,5\text{mm}$, chiều rộng đai $b = 80\text{mm}$ thì khả năng tải và tuổi thọ thay đổi như thế nào?

1.4. Khác nhau giữa góc ôm và góc trượt (cung trượt) đàn hồi? Tính góc trượt đàn hồi khi ứng suất có ích $\sigma_i = 0,5\sigma_0$.

1.5. Nếu hệ số ma sát giữa đai và bánh bị dãn $f_2 = 0,2$ thì khả năng tải F_t thay đổi như thế nào?

1.6. Khi sử dụng bộ truyền đai chuyển động song song ngược chiều như hình 1.21b, xác định lại góc ôm đai α_1 , α_2 và khả năng tải F_t với các kích thước d_1 , d_2 và a như câu 1.1.



Hình 1.21

Bài 2 (12d)

Tâm 1 chịu tác dụng lực $F = 8000\text{N}$ được giữ chặt bằng nhóm 4 bulông với thanh ngang 2 như hình 1.22a. Sử dụng mối ghép bulông lắp có khe hở, ứng suất cho phép: ứng suất kéo và cắt bulông $[\sigma_k] = 100\text{MPa}$, $[\tau] = 80\text{MPa}$, ứng suất dập bulông và chi

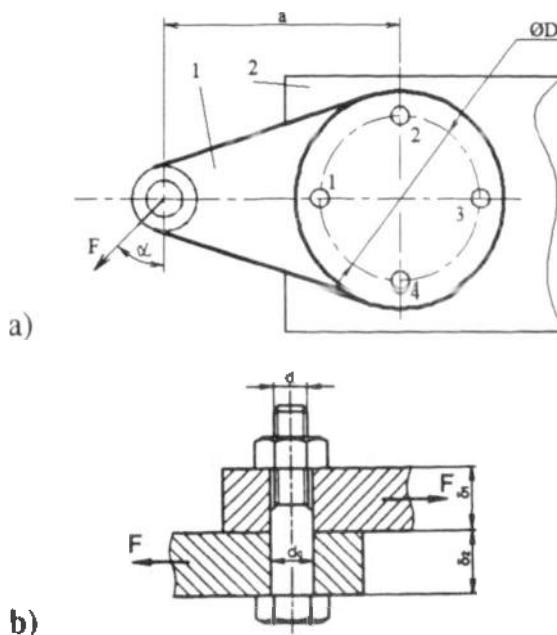
tiết ghép $[\sigma_d] = 160 \text{ MPa}$. Hệ số ma sát $f = 0,2$, hệ số an toàn $k = 1,5$, khoảng cách $a = 400 \text{ mm}$, $D = 200 \text{ mm}$, $\alpha = 30^\circ$. Yêu cầu:

2.1. Phân tích và xác định lực tác dụng lên từng bulông. Lực xiết V , đường kính d_1 và chọn bulông.

2.2. Nêu chỉ tiêu tính trong trường hợp sử dụng bulông lắp không có khe hở như hình 2b. Với bulông vừa chọn câu 2.1 có đủ bền không? Cho biết $\delta_1 = \delta_2 = 15 \text{ mm}$, $d_0 = d$.

2.3. Bố trí sơ đồ vị trí hợp lý các bulông trong trường hợp $90^\circ \geq \alpha \geq 0^\circ$. Chọn bulông.

2.4. Khả năng tự hãm mối ghép ren? Mối ghép ren có khả năng tự hãm không nếu như bước ren $p = 2 \text{ mm}$, $d_2 = 14,701 \text{ mm}$, hệ số ma sát bề mặt ren $f = 0,15$? Giải thích hiện tượng long đai ốc.



Hình 1.22

Bài 3. (14đ)

Bộ truyền bánh răng

3.1. Vẽ sơ đồ hộp giảm tốc bánh răng trụ khai triển hai cấp và bánh răng trụ đồng trục hai cấp. Nếu sử dụng một cặp bánh răng nghiêng cho mỗi hộp giảm tốc thì nên bố trí ở cấp nhanh hay cấp chậm? Tại sao?

3.2. Hộp giảm tốc một cấp bánh răng trụ răng thẳng, được sử dụng trong hai trường hợp khác nhau: Trường hợp 1: $T_1 = 4000\text{Nm}$ với số vòng quay $n_1 = 200\text{vg/ph}$. Trường hợp 2: $T_1 = 2000\text{Nm}$ và $n_1 = 400 \text{ vg/ph}$. Trong cả hai trường hợp ứng suất thay đổi ổn định (tài trọng và số vòng quay không đổi) và số chu kỳ làm việc đến khi xuất hiện trục rõ bề mặt nhỏ hơn số chu kỳ cơ sở N_{H0} . Yêu cầu:

a) Viết phương trình đường cong mới và công thức xác định số chu kỳ làm việc.

b) Trong trường hợp nào thì tuổi thọ L_h của bánh dẫn cao hơn và cao hơn bao nhiêu lần.

3.3. Hộp giảm tốc một cấp bánh răng trụ răng thẳng có môđun $m = 4\text{mm}$, số răng $z_1 = 25$ và $z_2 = 100$. Sau khi răng bị hỏng người ta thay thế bằng cặp bánh răng khác có môđun $m' = 5 \text{ mm}$. Do khoảng cách trục a không thay đổi, cho nên phải thay đổi số răng. Giả sử chiều rộng vành răng b, tỷ số truyền u, hệ số tải trọng tính K_H , K_F và mômen truyền T_1 không thay đổi và trong hai trường hợp các bánh răng không dịch chinh. Yêu cầu:

a) Xác định số răng z'_1, z'_2

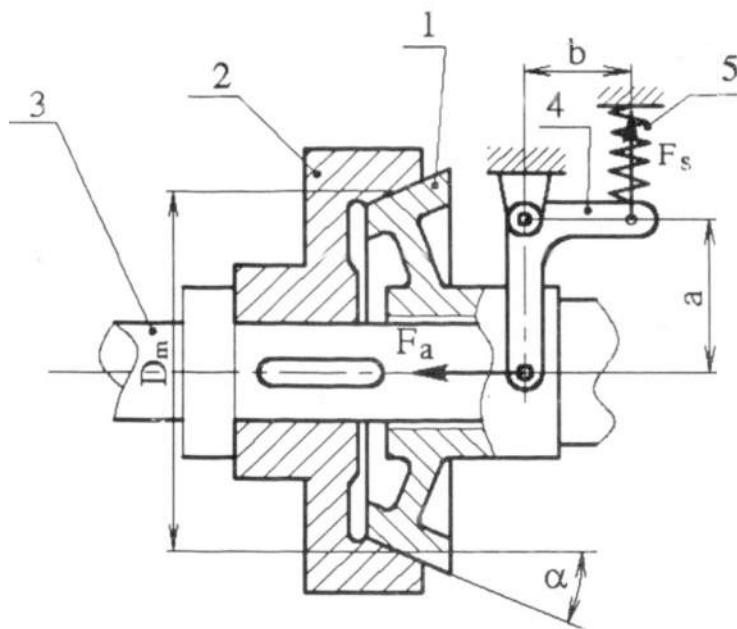
b) Độ bền tiếp xúc và độ bền uốn của răng có thay đổi không?
Và thay đổi như thế nào?

Chú ý: Trong trường hợp không dịch chinh hệ số dạng răng Y_F xác định theo công thức: $Y_F = 3,47 + 13,2/z$

ĐỀ THI NĂM 2013

Bài 1. Phanh côn ma sát có kết cấu như hình 1.23, côn ngoài hai lấp bằng then với trực 3, côn trong 1 không quay và di chuyển dọc trực với lực ép F_a do lò xo 5 tạo nên qua tay đòn 4. Cho biết $a/b = 1,5$, cho trước $T = 100000\text{Nmm}$; hệ số chế độ làm việc $K = 1,5$; đường kính trung bình $D_m = 140\text{mm}$; hệ số ma sát bờ mặt phanh $f = 0,28$; góc côn $\alpha = 13^\circ$. Yêu cầu:

- Tìm quan hệ giữa lực ép F_a và mômen xoắn T . Tính giá trị F_a .
- Phân tích sự phụ thuộc khả năng tải vào góc α . Góc α nên chọn như thế nào so với góc ma sát tĩnh φ .
- Xác định lực nén F_s lò xo, đường kính dây lò xo d và đường kính trung bình của lò xo D , cho trước hệ số đường kính $c = 6$, ứng suất xoắn cho phép $[\tau] = 900\text{MPa}$. Dây đường kính d tiêu chuẩn: 4; 4,5; 5; 5,5; 5,6; 6; 6,3; 6,5; 6,7; 7,0; 7,5; 8, 9; 10; 11;..



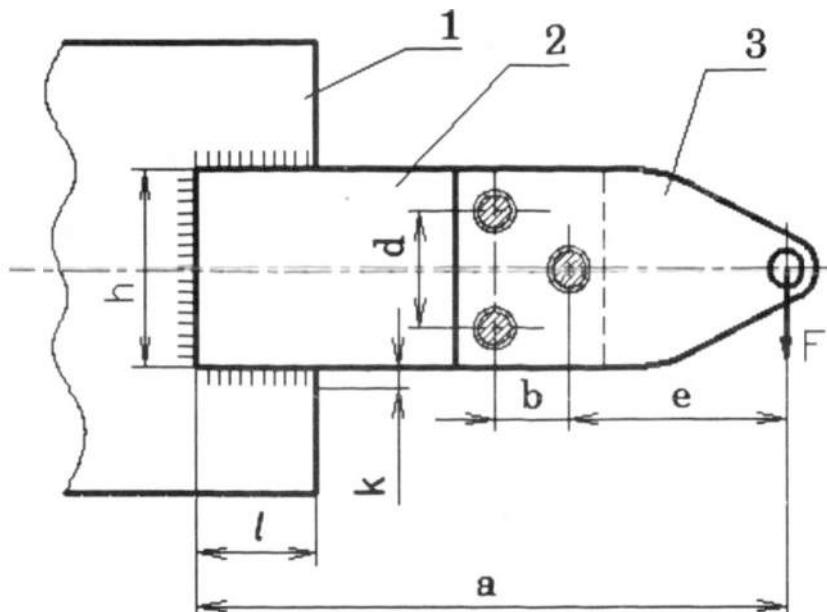
Hình 1.23

Bài 2. Kết cấu chịu tải như hình 1.24: Tấm cố định 2 được ghép chặt với cột 1 bằng mối ghép hàn, tấm 3 ghép với tấm 2 bằng mối ghép ren với ba bulông, kiều lắp có khe hở. Các số liệu cho trước: tải trọng $F = 6000\text{N}$; ứng suất kéo cho phép bulông $[\sigma_k] = 150 \text{ MPa}$. Hệ số ma sát giữa tấm 2 và 3 là $f = 0,28$, hệ số an toàn mối ghép ren $K = 1,5$, các kích thước $a = 360\text{mm}$; $b = 45\text{mm}$; $d = 100\text{mm}$; $l = 50\text{mm}$; $h = 150\text{mm}$; $e = 150\text{mm}$. Phương pháp hàn thủ công, dùng que hàn Φ42, ứng suất cắt cho phép của mối hàn $[\tau] = 60\text{MPa}$. Tài trọng tĩnh.

Yêu cầu:

2.1. Xác định trọng tâm mối hàn và chiều cao mối hàn k .

2.2. Xác định lực tác dụng từ bulông, lực xiết V , đường kính bulông d_1 và chọn ren M.



Hình 1.24

Bảng tra:

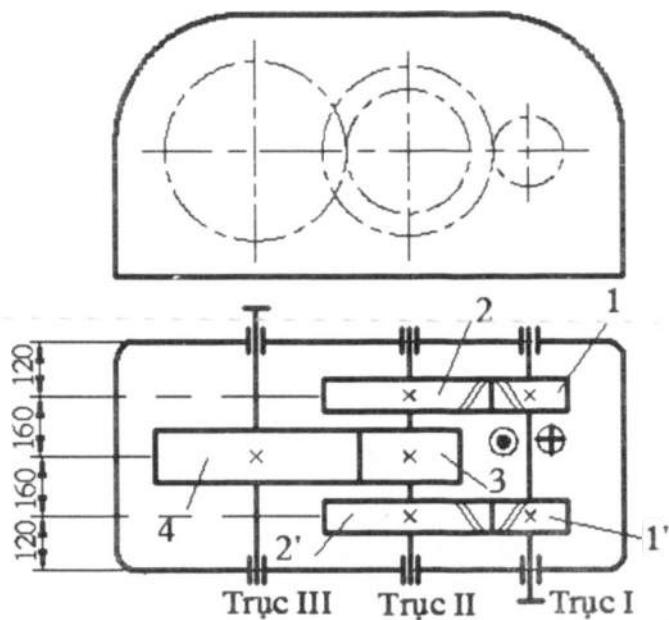
Bulòng	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42
d_1 (mm)	6,647	8,376	10,106	13,835	17,294	20,752	26,211	31,670	37,129

Bài 3.

3.1. Hộp giảm tốc bánh răng trụ hai cấp với cấp nhanh phân đôi trên hình 3 có tỷ số truyền chung u . Cho trước $\psi_{ba34}/\psi_{ba12} = 2$ với $\psi_{ba12} = \psi_{ba1'2'}$ - hệ số chiều rộng vành răng cặp bánh răng cấp nhanh 1-2, 1'-2' và ψ_{ba34} – hệ số chiều rộng vành răng cặp cấp chậm 3-4. Giả sử hiệu suất hộp giảm tốc xấp xi bằng 1, các bánh răng đều cùng loại vật liệu, làm việc ở chế độ tải dài hạn, không dịch chỉnh và cùng hệ số tải trọng tính K_H . Tìm sự liên hệ giữa u_{12} , u_{34} với u đảm bảo điều kiện bôi trơn ($d_2 = d_4$) và điều kiện bền đều giữa các cặp bánh răng.

3.2. Theo sơ đồ hình 3 cho trước: môđun m_n cặp bánh răng 1-2, 1'-2' và môđun m cặp bánh răng 3-4 bằng nhau $m_n = m = 4\text{mm}$, số răng $z_1 = 16$, $z_2 = 100$, $z_3 = 46$, $z_4 = 115$, góc nghiêng răng $\beta = 30^\circ$, mômen xoắn trên trục cấp nhanh $T_1 = 240000\text{Nmm}$. Yêu cầu:

- a) Xác định phương, chiều và giá trị các lực tác dụng lên các bánh răng.
- b) Tính đường kính trục II tại vị trí nguy hiểm, biết rằng ứng suất cho phép $[\sigma_F] = 80\text{MPa}$.
- c) Nếu trục làm việc hai chiều thì đường kính trục II chọn trên câu b có đủ bền không? Giải thích.



Hình 1.25

CHƯƠNG II

ĐÁP ÁN CHI TIẾT MÁY

ĐÁP ÁN NĂM 2002

Câu 1. (15đ)

1.1. Phân tích lực ăn khớp:

- Xác định chiều quay của các trục tương ứng.
- Thứ tự được đánh số từ 1 đến 4, do vậy các thành phần lực tương ứng tác dụng lên các bánh răng sẽ là: F_0 , F_n và F_{ai} (với $i = 1 \dots 4$).
- Các vectơ lực ăn khớp sẽ được đặt tại các điểm A và B tương ứng.
- Giá trị các lực ăn khớp được xác định theo công thức sau:

$$\text{Lực vòng: } F_t = 2T/d_\omega$$

$$\text{Lực vòng: } F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha_i / \cos\beta$$

$$\text{Lực vòng: } F_t = F_r \operatorname{tg}\beta$$

Nhận xét: Chiều của lực dọc trục tác dụng trên các bánh răng 2 và 3 cùng chiều nhau nên $F_{a2} = F_{a3}$. Vì vậy, để cho lực dọc trục nhỏ thì cần đổi hướng răng của một trong hai cặp 2 hoặc 3.

1.2. Khi thay đổi chiều quay

Khi thay đổi chiều quay thì làm chiều của lực vòng thay đổi vì chiều của lực vòng phụ thuộc vào chiều quay và chiều của lực dọc trục cũng thay đổi do mặt làm việc của răng cũng thay đổi theo.

Tuy nhiên, khi thay đổi đồng thời cả chiều quay và hướng răng thì chỉ có chiều của lực vòng thay đổi còn chiều của lực dọc trục sẽ không thay đổi.

1.3. Khi chiều quay thay đổi thì chiều của các lực F_t và F_a tác dụng lên trực cũng thay đổi nên giá trị mômen tác dụng tại tiết diện nguy hiểm sẽ thay đổi và đường kính trực cũng thay đổi.

Khi tính trực nên chọn phương án sao cho trực chịu mômen uốn lớn nhất để tính toán vì trong trường hợp này không những ảnh hưởng đến độ bền tĩnh mà còn cả độ bền mỏi của trực.

1.4. Nguyên nhân dẫn đến xuất hiện lực hướng tâm tác dụng lên trực khi sử dụng nồi trực:

- Do sai số chế tạo, đặc biệt là độ lệch tâm của các nồi đầu trực nối.

- Do biến dạng uốn của các trực khi làm việc.

Các giải pháp khắc phục:

- Tăng độ chính xác chế tạo, chủ yếu là độ đồng tâm của hai đầu trực nối.

- Tăng độ cứng của trực bằng cách tăng đường kính của trực.

Xác định trị số của lực F_k :

- Giá trị của lực $F_k = (0,2 \dots 0,3) F_t = (0,2 \dots 0,3) 2T/D_0$

- Phương chiều của lực F_k : Chiều của F_k có thể chọn bất kỳ phụ thuộc vào sai số ngẫu nhiên khi lắp ghép nối trực. Khi tính toán trực, chiều của F_k được chọn sao cho làm tăng ứng suất và biến dạng trực. Còn khi tính ở lăn, chiều của F_k lại được chọn sao cho phản lực gối tựa là lớn nhất.

Câu 2. (12đ)

2.1. Do tần số chịu tải của răng bánh nhỏ lớn hơn răng bánh lớn u lần (u là tỷ số truyền), nên vật liệu của răng bánh nhỏ phải có cơ tính và độ rắn mặt răng lớn hơn so với răng bánh lớn.

Thường độ rắn mặt răng chọn theo quan hệ:

$$HB_1 = HB_2 + (15 \dots 25)HB$$

Vật liệu của các cấp bánh răng khác nhau trong HDĐ có thể chọn theo cách sau:

- Theo quan điểm thông nhất hóa trong thiết kế thì vật liệu các cấp sẽ được chọn như nhau.
- Theo yêu cầu về mối tương quan về kích thước của các bánh răng trong hệ: bánh răng chịu tải lớn sẽ phải chọn vật liệu có độ bền cao hơn và như vậy bánh răng cấp chậm chịu tải lớn hơn nên vật liệu phải có cơ tính cao hơn cấp nhanh.

2.2. - Nêu và giải thích chỉ tiêu về khả năng kéo.

- Nêu và giải thích chỉ tiêu về độ bền mỏi của đai.
- Khi thiết kế bộ truyền đai, thường dựa vào chỉ tiêu về khả năng kéo để xác định các kích thước tiết diện dây đai. Ảnh hưởng của sự thay đổi ứng suất từ σ_{min} đến σ_{max} và số chu trình thay đổi ứng suất đến tuổi thọ được xét đến khi chọn các thông số hình học bộ truyền đai, cụ thể:

- Giảm biên độ ứng suất nên chọn tỷ số δ/d_1 hợp lý.
- Giảm tần số thay đổi ứng suất bằng cách đảm bảo: $i = v/l < [i]$ (chọn d_1 ; a và l hợp lý).

2.3. a) Vẽ đúng dạng biểu đồ mômen uốn và mômen xoắn của trực II.

b) Trong thiết kế trực thường phải tính trực theo hệ số an toàn vì khi làm việc trực thường bị gãy do mỏi do:

- Trục chịu tác động của ứng suất thay đổi chu kỳ.
- Trục có tập trung ứng suất do:
- Kết cấu trực phức tạp do chủ yếu là trực bậc, trên trực lại có rãnh then...

- Các chi tiết lắp trên trục thường lắp ghép độ dôi (bánh răng, bánh đai,...).

- Do độ nhám bề mặt gây ra.

c) Các giải pháp khi trục không đảm bảo an toàn mới:

- Giảm tập trung ứng suất K_σ và K_t tại chỗ có tập trung ứng suất lớn bằng cách:

- Chọn đường kính vai trục cũng như độ chênh lệch đường kính giữa các đoạn trục hợp lý.
- Cần chọn bán kính góc lượn hợp lý tại chỗ chuyển tiếp giữa hai đường kính hoặc dùng kết cấu vai trục có rãnh vòng.
- Cần tăng độ mềm của mayơ hoặc vát mép mayơ ở các tiết máy trên trục khi sử dụng phương pháp lắp có độ dôi lớn hoặc chọn kiểu lắp hợp lý.
- Đôi với then ghép lòng nên sử dụng dao phay đĩa để gia công rãnh then trên trục.
- Chọn độ nhám bề mặt hợp lý.

- Có thể sử dụng thêm các phương pháp tăng bền bề mặt như phun bì, lăn nén hoặc sử dụng các phương pháp như thâm than, thâm nitơ rồi tôi...

- Chọn vật liệu chế tạo trục có giới hạn bền mới cao hoặc có thể giảm đường kính trục nhằm giảm hệ số ảnh hưởng kích thước ϵ_σ và ϵ_t . Tuy nhiên khi vật liệu có độ bền cao thì đường kính trục lại nhỏ do vậy trục có thể không đủ độ cứng.

Câu 3. (13đ)

3.1. a) Xác định đường kính bulông:

- Xác định ngoại lực tác dụng lên bulông chịu tải lớn nhất F_{max} :

Dời lực R về trọng tâm mối ghép ta được lực ngang R và mômen M

$$M = Rl = 8000 \cdot 350 = 2.800.000 \text{ Nmm}$$

Do R đặt tại trọng tâm của mỗi ghép nên các bulông chịu lực ngang F_R như nhau:

$$F_R = R/4 = 8000/4 = 2000 \text{ N}$$

Do các bulông phân bố đối xứng nên F_M do M gây ra cũng đều nhau:

$$F_M = M/4r = 2800000/4 \cdot 249,6 = 2805 \text{ N}$$

Trong đó r là khoảng cách từ trọng tâm đến tâm bulông:

$$R = (x_1^2 + y_1^2)^{1/2} = (210^2 + 135^2)^{1/2} = 249,6 \text{ mm}$$

Vậy tải trọng tác dụng lên bulông chịu tải lớn nhất sẽ là (bulông số 3 và 4):

$$F = \sqrt{(F_R^2 + F_M^2 + 2F_R F_M \cos \alpha)} = 4235 \text{ N}$$

$$\text{Với } \alpha = 57,26^\circ$$

- Xác định đường kính bulông:

- Phương án bulông không khe hở:

Đường kính bulông được xác định từ điều kiện bền cắt:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi(\tau_c)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4235}{\pi \cdot 120}} = 5,859 \text{ mm}$$

Sử dụng bulông tinh M6 (a)

Kiểm tra điều kiện bền dập thân bulông:

$$\sigma_d = \frac{F}{s.d} = \frac{4235}{20.6} = 35,2 \text{ MPa} < [\sigma_d]$$

Vậy bulông đủ bền dập

- Phương án bulông có khe hở:

Khi đó cần xiết chặt mỗi bulông một lực xiết tương ứng là:

$$V = \frac{kF}{f} = \frac{1,5 \cdot 4235}{0,15} = 42350 \text{ N}$$

Từ đường kính bulông được xác định từ điều kiện bền kéo:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 4V}{\pi[\sigma_k]}} = \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 42350}{\pi 180}} = 19,73 \text{ mm}$$

Chọn bulông M24 × 1,5 có $d_1 = 22,376 \text{ mm}$ (b)

Từ (a) và (b) thấy rằng nếu sử dụng bulông tinh thì đường kính bulông sẽ nhỏ hơn nhưng yêu cầu chế tạo chính xác bulông và lỗ trên giá, đồng thời vị trí các bu lông phải chính xác. Điều này khó thực hiện, vì vậy, nên sử dụng phương án bulông có khe hở.

Nếu tăng hệ số ma sát lên $f = 0,2$ thì lực xiết V sẽ là $v = 31762 \text{ N}$ và $d_1 = 17,09 \text{ mm}$. Sử dụng bulông M20 × 1,5 có $d_1 = 18,376 \text{ mm}$.

Như vậy nên sử dụng bulông M20 × 1,5.

b) Trong ren kẹp chặt nên sử dụng ren dạng tam giác, bước nhở vì tính tự hãm cao nên có khả năng tháo lỏng tốt đặc biệt khi mối ghép chịu tải trọng thay đổi va đập.

3.2. Kiểm tra độ bền dập của bệ (nền bêtông):

Khi xiết chặt, bề mặt tiếp xúc giữa nền bêtông và giá chịu áp lực phân bố đều (coi giá có độ cứng lớn). Điều kiện bền dập của nền bêtông có dạng:

$$\sigma_d = \frac{zF}{A_d} = \frac{4.4235}{41400} = 4,09 \text{ MPa} > [\sigma_d]$$

Trong đó: A_d là diện tích tiếp xúc giữa giá và nền (kè cả diện tích lỗ bulông), xác định theo kích thước đã cho:

$$A_d = a_1 \cdot b_1 - a_2 b_2 = 41400 \text{ mm}^2$$

Do $\sigma_d > [\sigma_d]$ nên cần tăng diện tích tiếp xúc bề mặt ghép lên A_d được xác định từ điều kiện:

$$A_d = \frac{zV}{[\sigma_d]} = \frac{4.42350}{1,8} = 9411 \text{ mm}^2$$

Trong trường hợp này, kích thước bề mặt ghép có thể thay đổi như sau:

Giảm kích thước a_2 và b_2 mỗi phía xuống 100mm, như vậy $a_2 = 140\text{mm}$ và $b_2 = 290\text{mm}$. Khi đó diện tích mặt ghép là 94400mm^2

Tăng kích thước ngoài a_1 và b_1 hoặc tăng a_1 và b_1 đồng thời giảm a_2 và b_2 . Rõ ràng ở giải pháp thứ hai sẽ không hợp lý bằng giải pháp thứ nhất vì làm tăng kích thước của giá.

3.3. Xác định tải trọng lớn nhất mà mối ghép có thể chịu được nếu dùng bulông lắp có khe hở.

- Điều kiện bền dập của bệ, suy ra:

$$\sigma_d = [\sigma_d]$$

$$\Rightarrow V_{\max} = [\sigma_d] A_d / z = 1,8 \cdot 94400 / 4 = 42480\text{N} \quad (\text{a})$$

- Điều kiện bền kéo của bulông (phương án dùng bulông M20)

$$V_{\max} = [\sigma_d] \frac{\pi d_1^2}{4 \cdot 1,3} = 180 \cdot \frac{\pi \cdot 18,376^2}{4 \cdot 1,3} = 36703\text{N}$$

Để thỏa mãn đồng thời (a) và (b) thấy rằng ứng với $V = \min(V_a; V_b)$ thì tải trọng tác dụng lên mối ghép sẽ là: $R = 8000\text{N}$.

3.4. a) Khi tải trọng ngoài thay đổi từ R_{\min} đến $R_{\max} < R = 8000\text{N}$, thì cần phải tính lại đường kính bulông vì:

- Khi tải trọng ngoài thay đổi thì hệ số an toàn khi xiết chặt cũng thay đổi theo, thường chọn $k = 1,8\dots 4$.

- Hệ số an toàn khi xác định $[\sigma_k]$ lấy lớn hơn, nghĩa là khi tải trọng ngoài thay đổi thì giá trị của $[\sigma_k]$ sẽ nhỏ hơn.

b) Trong trường này không cần phải tiến hành kiểm nghiệm bulông theo điều kiện sức bền mới vì tải trọng ngoài

không trực tiếp tác dụng lên bulông. Bulông chỉ chịu lực kéo và mômen ren do xiết chặt nên ứng suất kéo trong thân bulông cũng không thay đổi.

c) Các giải pháp để chống hiện tượng tự tháo lỏng trong mối ghép ren:

- Tạo ma sát phụ trên bề mặt ren của đai ốc và bulông bằng cách: Sử dụng đệm đàn hồi; dùng hai đai ốc.

- Cố định chuyển động tương đối giữa đai ốc và bulông sau khi đã xiết chặt: dùng chốt chè; đệm gập; đai ốc cánh + đệm cánh; hàn đính hoặc làm dập bề mặt ren.

ĐÁP ÁN NĂM 2003

Câu 1. (18đ)

1.1. Khi bộ truyền trực vít làm việc, ngoài trượt biên dạng còn có trượt dọc ren với v_t lớn. (yêu cầu chứng minh được công thức dưới đây).

Vận tốc trượt v_t tính theo công thức sau:

$$v_t = \frac{mn_1}{19100} \sqrt{z_1^2 + q^2}$$

Ảnh hưởng của v_t đến khả năng làm việc của bộ truyền: do răng bánh vít trượt dọc ren trực vít với vận tốc trượt lớn và do điều kiện hình thành màng dầu bôi trơn trong vùng ăn khớp kém, nên ma sát sẽ lớn:

- Sinh nhiệt nhiều, bộ truyền làm việc sẽ nóng,
- Bề mặt tiếp xúc (chủ yếu là răng bánh vít) bị mài mòn,
- Tăng mất mát và hiệu suất truyền động giảm.

Vì vậy, dạng hỏng chính là dính và mòn răng.

1.2. Các giải pháp khắc phục:

- Dùng vật liệu vành răng bánh vít có hệ số ma sát thấp, ít bị dính và lâu mòn như kim loại màu hoặc hợp kim kim loại màu. Thường vật liệu vành răng bánh vít được chọn theo v, và nên phôi hợp cặp vật liệu trực vít - bánh vít để chúng có tính chất chung về chống mài mòn, chống ma sát, chống dính và khả năng chạy rà tốt.

- Chọn các thông số khi thiết kế (z_1 và q) hợp lý để tăng hiệu suất, giảm mất mát công suất.

- Dùng dầu bôi trơn đặc biệt để chống dính.

- Đảm bảo thoát nhiệt tốt, vì vậy, ngoài các tính toán về tiếp xúc cần phải tính toán về nhiệt. Cần có những giải pháp thoát nhiệt thích hợp như làm thêm gân tòa nhiệt hay sử dụng thêm quạt gió lắp lên đầu trực vít.

Câu 2 (17d)

2.1. a) - Cặp bánh răng z_1/z_2 đặt trong hộp kín và được bôi trơn bằng phương pháp ngâm dầu nên dạng hòng chủ yếu là tróc rỗ bề mặt vì vậy bánh răng được thiết kế theo độ bền tiếp xúc.

- Cặp bánh răng z_3/z_4 đặt bên ngoài hộp và bôi trơn bằng mỡ nên dạng hòng chủ yếu là mòn và gãy răng, vì vậy, bánh răng được thiết kế theo độ bền mòn và độ bền uốn. Hiện nay, chủ yếu thiết kế theo độ bền uốn..

- Ứng suất tiếp xúc σ_H và ứng suất uốn σ_H đều thay đổi có chu kỳ vì:

- Do điểm đặt lực trên răng thay đổi tùy theo vị trí ăn khớp của đôi răng.
- Tải trọng tác dụng trên răng cũng thay đổi tùy thuộc vị trí và số đôi răng đồng thời ăn khớp.

b) - Z_H là hệ số xét đến hình dạng bề mặt răng, phụ thuộc vào loại răng và được xác định theo công thức sau:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha_\omega}}$$

- Z_e là hệ số xét đến chiều dài tiếp xúc của răng, phụ thuộc vào loại răng và được xác định theo công thức sau:

$$Z_e = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_a}{3}}$$

đối với bánh trụ răng thẳng và bánh côn răng thẳng.

$$Z_H = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_a}}$$

đối với bộ truyền bánh trụ răng nghiêng

Suy ra các giải pháp để tăng sức bền của bánh răng:

- Sử dụng bánh răng nghiêng thay cho bánh răng thẳng.
- Sử dụng bánh răng có góc ăn khớp lớn ví dụ loại bánh răng có $\alpha = 25^\circ$ hoặc dùng dịch chỉnh góc để tăng góc ăn khớp lên.
- Dùng bánh răng có z_1 và z_2 lớn khi đó làm tăng hệ số trung khớp ϵ_a . Tuy nhiên cũng cần chú ý là khi cùng khoảng cách a_m nếu tăng z_1 thì môđun sẽ giảm xuống và khi đó nguy cơ về gãy sẽ tăng lên.

c) $K_{H\beta}$ và $K_{F\beta}$ là hệ số ảnh hưởng của sự phân bố tải trọng theo chiều rộng vành răng.

- Các yếu tố ảnh hưởng:

- Độ chính xác chế tạo bánh răng mà chủ yếu là độ chính xác chế tạo về biên dạng răng và về phương răng.
- Độ cứng của trực và vị trí của bánh răng trên trực (đối xứng, không đối xứng hay công xôn).

- Biến dạng của vành răng và độ rắn mặt răng HB.
- Các giải pháp để tái trọng riêng phân bố trên răng đều hơn:
 - Tăng độ chính xác chế tạo bánh răng, đặc biệt khi bánh răng có HB lớn và lắp không đối xứng hoặc lắp công xôn.
 - Tăng độ cứng của trục lắp bánh răng, đặc biệt đối với trục lắp bánh răng côn và trục vít.
 - Giảm chiều rộng bánh răng.

2.2. a) Ngoài số răng z, các kích thước khác về kết cấu bánh răng và vật liệu (bằng cách đếm số răng, đo các kích thước về kết cấu và thử vật liệu), để chế tạo bánh răng mới thay thế cho bánh răng bị hỏng cần phải xác định các thông số sau:

- Môđun bánh răng.
- Hệ số dịch chính bánh răng x.
- Góc profil răng

b) Để xác định các thông số trên cần tiến hành đo các đại lượng sau:

- Chiều dài pháp tuyến chung _ W
- Chiều dày răng trên vòng tròn chia _ S
- Đường kính vòng tròn định _ d_a ; đường kính vòng tròn chân răng _ d_f hoặc đường kính vòng tròn chia _ d
- Chiều cao răng_ h. Cũng có thể tính chiều cao răng khi biết d_a và d_f

Dựa vào những kết quả đo được và theo các công thức để xác định chính xác các thông số ăn khớp nêu trên.

Câu 3. (15d)

3.1. Chứng minh tính tự hãm trong truyền động vít me ma sát trượt.

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{p}{\pi d_2} = \frac{8}{\pi 51} = 0,0499 \Rightarrow \gamma = 2^{\circ}51'$$

Với $f = 0,15$ (bôi trơn kém), do đó hệ số ma sát tương đương sẽ là:

$$f' = \frac{f}{\cos \alpha} = \frac{0,15}{\cos 15^\circ} = 0,155,$$

Suy ra góc ma sát tương đương $\rho' = \operatorname{arctg}(f') = 8^{\circ}08$

Do $\gamma = 2^{\circ}51 < \rho' = 8^{\circ}08$ nên bộ truyền có tính tự hãm.

3.2. Xác định tỷ số truyền quy ước:

Gọi u là tỷ số truyền quy ước, biểu thị bằng tỷ số giữa đoạn dịch chuyên của đầu nắm tay đòn với đoạn dịch chuyên tịnh tiến của đầu vít:

$$u = \frac{2\pi L}{pZ} = \frac{2\pi \cdot 1250}{8 \cdot 1} = 981,25$$

3.3. Xác định lực tác dụng lên tay đòn quay:

- Tài trọng tác dụng lên đầu tay đòn quay bao gồm:
- Tài trọng danh nghĩa F_a .
- Tài trọng để khắc phục mômen ma sát trên bề mặt ren của vít và đầu ốc, tài trọng này khoảng 30% tài trọng danh nghĩa.

Vậy tài trọng tính toán sẽ là: $F = 1,3 \cdot F_a = 1,3 \cdot 75000 = 97500N$.

- Lực tác dụng lên tay đòn quay: F_t

$$F_t = F/u = 97500/981,25 = 99,36N.$$

(Cũng có thể xác định F_t từ điều kiện cân bằng mômen tay quay $T = 0,5F_a \operatorname{tg}(\gamma + \rho') = F_t \cdot L$).

3.4. Xác định đường kính bulông trong mối ghép giữa tay đòn với mayơ theo hai phương án, với $h_1 = h_2 = h_3 = 8mm$.

Lực và mômen tác dụng lên mỗi ghép bulông: Dời lực F về tâm mỗi ghép ta được:

- Lực ngang $F_i = 99N$

- Mômen $T = F_i(1000 + 50) = 103950Nmm$

a) Dùng bulông lắp không khe hở:

Xác định lực tác dụng lên bulông chịu tải lớn nhất:

- Do lực ngang F : Các bulông chịu tải đều nhau:

$$F_F = F_i/z = 99/4 = 25N$$

- Dưới tác dụng của T : Do các bulông bố trí đối xứng qua tâm và cách tâm quay khoảng r_i như nhau, nên các bulông sẽ chịu tải đều nhau và F_T xác định như sau:

$$F_T = \frac{T r_i}{\sum Z_i r_i^2} = \frac{T}{4 \cdot r} = \frac{103950}{4 \cdot 70,7} \approx 368N$$

Trong đó r là khoảng cách từ tâm quay đến tâm mỗi bulông, xác định như sau:

$$r_i = \sqrt{\left(\frac{100}{2}\right)^2 + \left(\frac{100}{2}\right)^2} = 70,7mm$$

Như vậy, bulông số 1 và số 4 sẽ chịu tải lớn nhất và bằng:

$$F_1 = F_4 = \sqrt{F_{F1}^2 + F_{T1}^2 + 2F_{F1}F_{T1} \cos 45^\circ} = 386N$$

(nếu lấy theo số lẻ thì $F = 384N$)

Xác định đường kính bulông theo điều kiện bền cắt và bền dập:

- Theo điều kiện bền cắt:

$$d_{Cut} \geq \sqrt{\frac{4F}{i\pi[\tau_c]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 386}{2 \cdot \pi \cdot 55}} = 2,11mm$$

- Theo điều kiện bền dập thân bulông:

$$d_{\text{dáp}} = \frac{F}{h[\sigma_d]} = \frac{386}{8.176} = 0,27 \text{ mm}$$

Trong đó $[\sigma_d] = 0,8\sigma_{ch} = 0,8.220 = 176 \text{ MPa}$

Từ (a) và (b) chọn bulông tinh M4 lắp vào lỗ của tấm ghép được doa chính xác.

b) Dùng bulông lắp có khe hở:

Xác định lực xiết chặt trên mỗi bulông để bề mặt ghép không bị trượt ngang:

$$V = kF/if \text{ với } k \text{ - hệ số an toàn chống trượt } k = 1,5.$$

$$I \text{ - số bề mặt ghép } i = 2 \text{ và } f = 0,15$$

$$\text{Vậy } V = kF/if = 1,5.386/2.0,15 = 1930 \text{ mm.}$$

Từ điều kiện bền kéo của bulông xiết chặt, suy ra:

$$d_l \geq \sqrt{\frac{1,3.4.V}{\pi[\sigma_k]}} = \sqrt{\frac{1,3.4.1930}{\pi.34}} = 9,69 \text{ mm}$$

Trong đó: $[\sigma_k] = \sigma_{ch}/n = 220/6,5 = 34 \text{ MPa}$

Với chế độ tải trọng thay đổi, vật liệu là thép Carbon và đường kính bulông dự kiến nằm trong khoảng từ M16...M30 nên chọn $n = 6,5$.

Với bước ren chọn $p = 1,5$ và theo công thức xác định đường kính ngoài bulông ta có: $d = d_l + 2h$ với $h = 0,54p$

$$\text{Thay vào ta được: } d = 9,69 + 2.0,54.1,5 = 11,32 \text{ mm.}$$

Theo TCVN 96-63, chọn bu lông M12x1,5 có $d_l = 11,026 \text{ mm.}$

Nhận xét: Đường kính bulông lắp có khe hở lớn hơn khoảng 5,3 lần so với trường hợp dùng bulông không khe hở, tuy nhiên ở

phương án này chế tạo và lắp ghép dễ dàng hơn so với việc sử dụng phương án lắp không khe hở nên trong thực tế hay sử dụng hơn.

ĐÁP ÁN NĂM 2004

Câu 1. (13đ)

1.1. a) Các bề mặt đối tiếp xúc mặt (hoặc tiếp xúc trùng), bao gồm:

Tiếp xúc giữa thân và lỗ tám ghép trong mỗi ghép đinh tán và mỗi ghép bulông; giữa chốt và máng lót trong bản lề xích; giữa ngõng trực và lót ô trong ô trượt.

Thống số đặc trưng là p (áp suất) hoặc σ_d (áp suất dập bề mặt).

b) Các bề mặt tiếp xúc đường hay điểm, bao gồm:

Tiếp xúc của các mặt trụ có trực song song (bánh răng), tiếp xúc giữa con lăn với các vòng ô. Thống số đặc trưng là σ_H (áp suất tiếp xúc).

1.2. (Ghi chú: Viết đúng công thức và nêu đầy đủ ứng dụng của công thức trong tính toán CTM).

a) Tiếp xúc mặt

Khi hai bề mặt tiếp xúc khít thì σ_d coi là phân bố đều và có thể tính theo công thức sau:

$$\sigma_d = F/l/d$$

Đây là công thức dùng để tính toán ứng suất dập trong:

- Mỗi ghép đinh tán
- Mỗi ghép bulông không khe hở (bulông tĩnh)
- Trong nối trực vòng đòn hồi

Hoặc có thể tính theo $p = F/l_d$

Đây là công thức dùng để:

- Xác định áp suất trong tính toán quy ước ô trượt.
- Xác định áp suất trong tính xích theo độ bền mòn.

b) Tiếp xúc đường (đối với hai mặt trụ có trục song song) hoặc tiếp xúc điểm – Chỉ đúng khi chưa chịu tải, còn khi chịu tải trọng do vùng tiếp xúc bị biến dạng nên chúng tiếp xúc nhau theo một dải hẹp hình chữ nhật hoặc miền hẹp là hình tròn hoặc elip.

Ứng suất tiếp xúc phân bố theo hình Parabol và xác định theo công thức sau:

Khi tiếp xúc đường:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho}} \quad (a)$$

Khi tiếp xúc điểm:

$$\sigma_H = 0,388 \sqrt{\frac{F_n E^2}{\rho^2}} \quad (b)$$

Giải thích đầy đủ ý nghĩa các đại lượng trong công thức (a) và (b)

Trong đó:

Z_M hằng số đàn hồi của vật liệu các vật thể tiếp xúc

q_n cường độ tải trọng pháp tuyến và $q_n = F_n/l_{tx}$

F_n tải trọng pháp tuyến; l_{tx} chiều dài tiếp xúc

ρ bán kính cong tương đương của các mặt tiếp xúc 1 và 2.

$\rho = R_1 R_2 / (R_1 \pm R_2)$ (dấu + khi tiếp xúc trong; dấu - khi tiếp xúc ngoài)

E môđun đàn hồi của vật liệu

Các công thức (a) và (b) chỉ đúng đối với vật liệu tuân theo định luật Hooke và có hệ số Poát xông $\mu = 0,3$.

Công thức (a) được sử dụng trong:

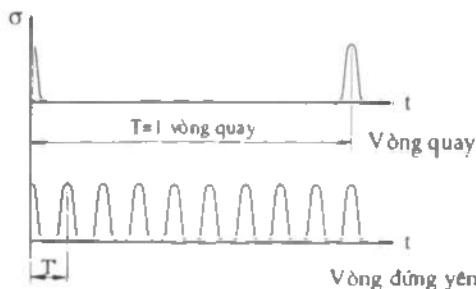
- Tính bộ truyền bánh ma sát theo độ bền tiếp xúc
- Tính bộ truyền bánh răng theo độ bền tiếp xúc
- Tính bộ truyền trực vit theo độ bền tiếp xúc.

Công thức (b) được dùng xác định ứng suất tiếp xúc giữa con lăn với vòng trong và vòng ngoài ô lăn).

1.3. a) Tiếp xúc giữa con lăn với rãnh lăn của vòng ô theo một cung tròn, do vậy trong ô lăn ngoài ma sát lăn còn có ma sát tuột, gây nên mòn và tồn thắt trong ô lớn hơn .

b) - Khi chịu tác dụng của tải trọng ngoài, ứng suất tiếp xúc phát sinh giữa con lăn với vòng trong là lớn nhất.

- Khi vòng trong quay thì chu kỳ chịu tải sẽ nhỏ hơn khi vòng trong đứng yên.



Hình 2.1

Hình 2.1 là đồ thị về chu kỳ thay đổi ứng suất vòng quay và vòng đứng yên

Kết luận: Khi vòng trong quay thì tuổi thọ của ô sẽ lớn hơn khi vòng ngoài quay

Yếu tố vòng trong hay vòng ngoài quay đến tuổi thọ được xét đến khi xác định tải trọng quy ước bằng hệ số V (đối với đa số các ô thì khi vòng trong quay lấy $V = 1$, còn khi vòng ngoài quay lấy $v = 1,2$).

Câu 2. (12 đ)

2.1. a) Tài trọng tĩnh là tài trọng không thay đổi theo thời gian hoặc thay đổi không đáng kể.

Tài trọng thay đổi là tài trọng có phương, chiều hoặc cường độ thay đổi theo thời gian, trong đó tài trọng và đập là một loại tài trọng thay đổi có tính chất đặc biệt: đột nhiên thêm vào rồi mất đi trong khoảnh khắc.

Trong tính toán cần phân biệt:

Tài trọng danh nghĩa (Q_{dn}), tài trọng tương đương (Q_{eq}) và tài trọng tính toán (Q_t)

$$Q_{eq} = k_N Q_{dn} \text{ và } Q_t = Q k_N k_n k_d k_{dk}$$

Giải thích đầy đủ ý nghĩa các đại lượng trong công thức trên

Trong đó:

k_n - hệ số xét đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều dài đường tiếp xúc

k_d - hệ số tải trọng động, gây nên bởi đặc điểm của bộ phận truyền lực

k_{dk} - hệ số phụ thuộc điều kiện làm việc

k_N - hệ số tuổi thọ, phụ thuộc dạng thay đổi tải trọng và tải trọng nào trong các tải trọng thay đổi được chọn làm tải trọng danh nghĩa (Q_{dn})

Thí dụ minh họa về các dạng tải trọng: (đầy đủ mỗi dạng tải trọng một thí dụ).

- Tài trọng tĩnh: trọng lượng bản thân của bánh răng, bánh đai v.v. có kích thước lớn, áp lực trong nồi hơi khi làm việc ổn định,..
- Tài trọng va đập: tải trọng trên máy búa, máy nghiền đá.
- Tài trọng thay đổi: tải trọng tác dụng trên răng khi vào và ra khớp.

2.1. b) Xác định ứng suất cho phép: ứng suất cho phép được xác định theo các công thức sau:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{[S]} ; \quad [\tau] = \frac{\tau_{lim}}{[S]}$$

Trong đó:

[S] hệ số an toàn cho phép được chọn tùy thuộc mức độ quan trọng của chi tiết khi bị phá hỏng.

σ_{lim} , τ_{lim} - ứng suất giới hạn, được xác định phụ thuộc vào dạng phá hỏng của chi tiết:

- Khi chi tiết chịu ứng suất không thay đổi và dạng phá hỏng là tĩnh thì:

$\sigma_{lim} = \sigma_{ch}$ hoặc $\tau_{lim} = \tau_{ch}$ khi chi tiết làm bằng vật liệu dẻo

$\sigma_{lim} = \sigma_b$ hoặc $\tau_{lim} = \tau_b$ khi chi tiết làm bằng vật liệu dòn

- Khi chi tiết chịu ứng suất thay đổi và dạng hỏng chủ yếu là mài thì ứng suất giới hạn là giới hạn mài. Có thể là giới hạn mài dài hạn (σ_r hoặc τ_r) hay giới hạn mài ngắn hạn (σ_{rN} hoặc τ_{rN}) tùy thuộc kỳ làm việc N của chi tiết máy.

Nếu chi tiết chịu ứng suất thay đổi ổn định, thì ứng suất mài ngắn hạn được xác định như sau: (σ_{rN} và K_N)

$$\sigma_{rN} = \sigma_r \cdot \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}} = \sigma_r \cdot K_N \quad \text{với } K_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}$$

Trong đó: m - hằng số vật liệu.

Nếu chi tiết chịu ứng suất thay đổi không ổn định, thì ứng suất mỏi ngăn hạn được xác định tương tự công thức trên, chú ý là thay N bằng N_{ld} .

Hệ số tuổi thọ K_N biểu thị ảnh hưởng của số chu kỳ chịu tải đến giới hạn mỏi của chi tiết máy hoặc mẫu thử.

2.2. a) Viết đúng công thức tính hệ số tuổi thọ K_{HL} và K_{FL} dùng cho truyền động bánh răng (viết đúng công thức xác định (K_{HN} và K_{FN})

$$K_{HL} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \quad \text{với} \quad N_{HE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_t} \right)^3 n_i t_i$$

$$\text{và } N_{HO} = 30HB^{2.4}$$

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \quad \text{với} \quad N_{FE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_t} \right)^6 n_i t_i$$

$$\text{với } N_{FO} = 4 \cdot 10^6$$

- Giải thích các giá trị trong các công thức trên (yêu cầu giải thích đầy đủ)

- Xác định các giá trị giới hạn của hệ số tuổi thọ:

- Khi $N_{HE} > N_{HO}$ thì lấy $N_{HE} = N_{HO}$ do đó $K_{HL} = 1$.

Tương tự khi $N_{FE} > N_{FO}$ thì lấy $N_{FE} = N_{FO}$ do đó $K_{FL} = 1$.

- Khi $N_{HE} < N_{HO}$ hoặc $N_{FE} < N_{FO}$ thì $K_{HL} > 1$ hoặc $K_{FL} > 1$ nhưng không vượt quá các giá trị xác định nhằm đảm bảo cho ứng suất cho phép được tính theo giới hạn mỏi ngăn hạn mà không phải theo độ bền tĩnh, chẳng hạn khi tính tiếp xúc

+ $K_{HL} = 2.6$ đối với bánh răng có độ rắn HB < 350.

+ $K_{HL} = 1.8$ đối với bánh răng có độ rắn HB > 350.

Câu 3. (15đ)

3.1. a) Xác định chiều dày cạnh hàn k:

Mặt cắt nguy hiểm là mặt cắt phân giác

$$\text{- Ứng suất do ngoại lực } R: \tau_R = \frac{R}{A}$$

$$\text{và mômen xoắn } T \text{ gây ra: } \tau_T = \frac{2T}{Ad} = \frac{2T}{0,7k\pi d}$$

Với A là diện tích mặt cắt phân giác mỗi hàn: $A = 0,7k\pi d$

- Điều kiện bền của mối hàn:

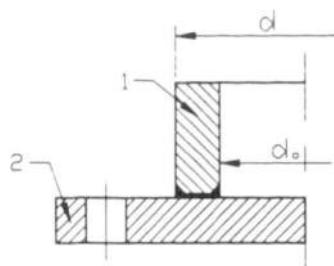
$$\tau = \sqrt{\tau_R^2 + \tau_T^2} = \frac{1}{A} \sqrt{R^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2} \leq [\tau]$$

Kích thước cạnh hàn k được xác định như sau:

$$k \geq \frac{\sqrt{R^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{0,7\pi[\tau]} = \frac{\sqrt{4000^2 + \left(\frac{2.1750000}{100}\right)^2}}{(0,7)(3,14)(100)(90)} = 2,68$$

Chọn chiều dày cạnh hàn k = 3mm

$$\text{với } [\tau] = \frac{0,6\sigma_{ch}}{s} = 90 \text{ MPa}$$



Hình 2.2

b) Thay thế mối hàn chồng bằng mối hàn giáp:

- Kết cấu của mối hàn giáp như hình 2.2 miệng hàn được gia công theo kinh chữ K

c) Kiểm nghiệm độ bền mối hàn

Trường hợp này, mối hàn có thể bị hỏng dưới tác dụng của ứng suất cắt. Điều kiện bền có dạng:

$$\sigma_{\text{td}} = \sqrt{\sigma_R^2 + 3\tau_T^2}$$

$$\sigma_{\text{td}} = \sqrt{\left(\frac{R}{A}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{W_0}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{40000}{4220}\right)^2 + 3\cdot\left(\frac{1750000}{134542}\right)^2} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{\text{td}} = \sqrt{(9,47)^2 + 3(13)^2} = 24,4 \text{ MPa}$$

trong đó: Diện tích mặt cắt ngang mối hàn A:

$$A = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_o^2) = 4220 \text{ mm}^2$$

Mômen cản xoắn W_o :

$$W_o = \frac{\pi}{16}(d^3 - d_o^3) = 134542 \text{ mm}^3$$

- Nên dùng mối hàn nào:

Vì cả hai mối hàn đều thỏa mãn điều kiện bền (hàn chữ K thừa bền nhiều hơn). Tuy nhiên, ở mối hàn giáp phải gia công miệng hàn mặt khác sẽ gặp khó khăn khi hàn phía trong ống, vì vậy nên dùng mối hàn chồng để hàn ống 1 vào chi tiết 2.

d) Tính mối hàn chịu tải trọng thay đổi.

Phương pháp: so sánh ứng suất tính toán với ứng suất cho phép đã được nhân với hệ số giảm ứng suất cho phép γ được xác định theo công thức sau:

$$\gamma = \frac{1}{0,6K_1 \pm 0,3} - (0,6K_1 \mp 0,3r)$$

Trong đó:

K_1 hệ số tập trung ứng suất thực tế, $K_1 = 2,5$

r hệ số chu trình ứng suất xác định như sau:

τ_{\min} khi $R = 0$ (viết đúng công thức và tính đúng giá trị)

$$\tau_{\min} = \sqrt{\left(\frac{2T}{Ad}\right)^2} = \frac{2.1750000}{(659).(100)} = 53 \text{ MPa}$$

τ_{\max} khi $R = R_{\max}$ và T :

$$\tau_{\max} = \sqrt{\tau_R^2 + \tau_T^2} = \frac{1}{A} \sqrt{R^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2} = 80 \text{ MPa}$$

Vậy $r = 53/80 = 0,66$

Thay vào ta có hệ số giảm ứng suất cho phép:

$$\gamma = \frac{1}{1,8 - 1,5 \cdot 0,66} = \frac{1}{0,81} = 1,23$$

Kết luận: Do giá trị tính được lớn hơn 1, nên lấy $\gamma = 1$ (chứng tỏ rằng trong trường hợp này độ bền tĩnh có tính quyết định đối với mỗi hàn).

3.2. a) Xác định đường kính của các bulông

Ngoài lực dọc trực R tác dụng đều lên mỗi bulông:

$$F_R = R/z = 40000/6 = 1666 \text{ N}$$

Gọi V là lực xiết trên mỗi bulông

Áp lực trên bề mặt tiếp xúc do lực xiết V và do ngoại lực $(1-\lambda)F_R$ tác dụng lên tám ghép là:

$$V - (1-\lambda)F_R$$

Theo điều kiện tách rời, ta có:

$$V = k(1 - \lambda) \frac{R}{z} = 1,5(1 - 0,2) \frac{40000}{6} = 7500N \quad (a)$$

Theo điều kiện chống xoay khi chịu mô men T:

$$f [V - (1 - \lambda) F_R] \sum_{i=1}^{i=z} Z_i r_i \geq kT$$

$$\text{Suy ra: } V = \frac{kT}{\sum_{i=1}^z Z_i r_i} + (1 - \lambda) F_R = 23026,5 + 187,43 = 23214N \quad (b)$$

Trong đó: $r_1 = a\sqrt{2}$ là khoảng cách từ tâm mỗi ghép đến tâm các bulông số 1, 3, 4 và 6.

$r_2 = a$ là khoảng cách từ tâm mỗi ghép đến tâm các bulông số 2 và 5.

So sánh giá trị trong (a) và (b), để mỗi ghép không bị tách rời và không bị xoay khi chịu tác dụng của ngoại lực R và T, lực xiết V cần thiết thỏa mãn điều kiện:

$$V = \max(V_a, V_b) = 24275N$$

Lực kéo tổng tác dụng lên mỗi bulông có kè đến mômen xoắn do xiết đai ốc:

$$F_0 = 1,3V + \chi F_R = 1,3.24275 + 0,25.1666 = 31974N$$

Đường kính trong của bulông

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi[\sigma]_k}} = \sqrt{\frac{4.30595}{3,14.140}} = 16,685mm$$

$$\text{Trong đó } [\sigma]_k = \frac{\sigma_{ch}}{k} = \frac{350}{2,5} = 140MPa$$

Theo tiêu chuẩn bulông, chọn bulông M20 có $d_1 = 17,296mm$

b) - Khi mối ghép chịu tải trọng R thay đổi từ R_{Min} đến R_{Max} còn $T = \text{const}$: sau khi xác định được đường kính bulông, cần tiến hành kiểm nghiệm hệ số an toàn về mỏi vì ứng suất trong bulông thay đổi và có tập trung ứng suất thực tế tại chân ren.

- Khi mối ghép chịu tải trọng T thay đổi từ T_{Min} đến T_{Max} còn $R = \text{const}$: Trong trường hợp này cần tính lại đường kính bulông vì hệ số an toàn chống trượt thay đổi và lấy trong khoảng từ 1,5 đến 4, không cần tính lại bulông theo sức bền mỏi vì ứng suất trong bulông không thay đổi.

ĐÁP ÁN NĂM 2005

Câu 1. (18d)

1.1. a) Nguyên tắc chung chọn vật liệu:

- Phù hợp với các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc của chi tiết máy như độ bền, độ cứng, độ bền mòn, tính chịu nhiệt,...

- Đáp ứng các yêu cầu về khối lượng và kích thước của chi tiết máy và máy

- Có tính công nghệ phù hợp với hình dạng và phương pháp gia công chi tiết (phương pháp tạo phôi, tính cắt gọt,...)

- Rẻ, dễ cung ứng, ít chủng loại,...

Ngoài ra cần quan tâm đến các chỉ tiêu khác như: khối lượng nhỏ nhất, chất lượng cục bộ,...

b) Nguyên tắc trên được thể hiện trong việc chọn vật liệu vành răng bánh vít:

- Do dạng hỏng chủ yếu của truyền động trực vít là mòn và dính răng nên vật liệu vành răng bánh vít phải có độ bền mòn cao và có khả năng chống dính tốt.

- Chọn theo nguyên tắc chất lượng cục bộ và tùy thuộc vào v_t :

- Khi $v_t < 2\text{m/s}$ vành răng và thân đều làm bằng gang
 - Khi $v_t > 2\text{m/s}$ vành răng làm bằng kim loại màu còn thân bằng gang hoặc thép đúc.
- c) Vật liệu vành răng bánh vít được chọn phụ thuộc vào vận tốc trượt (v_t) là vì khi bộ truyền trực vít làm việc, răng bánh vít trượt dọc ren trực vít với v_t lớn và do điều kiện hình thành màng dầu bôi trơn kém nên ma sát ở vùng tiếp xúc rất lớn. Để giảm ma sát và mài mòn răng bánh vít, trước hết cần chọn cặp vật liệu trực vít và vành răng bánh vít có f nhỏ và hệ số mòn nhỏ.

1.2. a) Các đặc điểm tính toán thiết kế chi tiết máy

- Kết hợp công thức lý thuyết với các hệ số để kể đến các đặc điểm về kết cấu chi tiết máy có ảnh hưởng đến khả năng làm việc của chi tiết máy.

- Tính theo hai bước: tính thiết kế (tính sơ bộ) và tính kiểm nghiệm.

- Do số lần nhiều hơn số phương trình nên cần dựa vào quan hệ kết cấu để chọn trước một số thông số trên cơ sở đó xác định các thông số còn lại, ví dụ, chọn ψ_a khi thiết kế bánh răng theo độ bền tiếp xúc.

- Có nhiều giải pháp cho một phương án thiết kế, do đó cần chọn một số phương án để tính toán, so sánh trên cơ sở đó lựa chọn được phương án có lợi nhất.

b) Do kết cấu và điều kiện làm việc của chi tiết máy rất đa dạng và phức tạp nên trong bước tính thiết kế thường phải đơn giản hóa nên kết quả thu được chỉ là gần đúng. Trong bước tính kiểm nghiệm, người thiết kế có điều kiện để xác định đầy đủ các yếu tố ảnh hưởng đến độ bền chi tiết máy. Nhờ vậy, người thiết kế có thể thay đổi và bổ sung để có thể lựa chọn tối ưu các thông số lần cuối trước khi quyết định kích thước cơ bản của chi tiết máy.

c) Lấy ba ví dụ minh họa (nêu đầy đủ):

Ví dụ 1: Khi thiết kế truyền động bánh răng theo độ bền tiếp xúc, $[\sigma_H]$ chỉ được xác định gần đúng (lấy sơ bộ $Z_v Z_R K_{xH} = 1$ vì chưa biết giá trị của vận tốc, nhám bề mặt cũng như kích thước của phôi chế tạo bánh răng và chọn sơ bộ K_H), vì vậy, hệ số K_a hay K_d chỉ là giá trị trung bình. Sau khi xác định được a_ω hay d_ω (giá trị gần đúng), tiến hành xác định các thông số khác của bộ truyền và xác định chính xác Z_v , Z_R , K_{xH} , Z_H , Z_t và K_H . Từ đó tiến hành bước tính kiểm nghiệm răng theo độ bền tiếp xúc, người thiết kế mới quyết định lần cuối các thông số và kích thước bộ truyền.

Ví dụ 2: Khi thiết kế trực, dựa vào T (hoặc cả T và M) để xác định sơ bộ đường kính một tiết diện trực hoặc đường kính các đoạn trực, từ đó thiết kế sơ bộ kết cấu trực. Ở trong bước tính này, các yếu tố ảnh hưởng đến độ bền mồi của trực như: sự tập trung ứng suất, yếu tố kích thước, trạng thái bề mặt, chế độ thay đổi ứng suất,... chưa được kể đến. Chỉ trên cơ sở kết cấu sơ bộ trực, qua bước tính kiểm nghiệm trực về độ bền mồi mới có thể thay đổi, bổ sung và hoàn chỉnh kết cấu trực đáp ứng các yêu cầu cơ bản về độ bền, lắp ghép và công nghệ.

Ví dụ 3: Khi chọn ô lăn, trước hết dựa vào đường kính ngõng trực và tải trọng tác dụng lên gói đỡ trực để chọn sơ bộ loại ô và cỡ ô, trên cơ sở đó mới xác định được hệ số tải trọng hướng tâm X, và hệ số tải trọng dọc trực Y, cũng như tải trọng dọc trực tác dụng lên ô F_{ai} ($i = 0$ và 1) theo sơ đồ bố trí đã chọn. Qua bước tính kiểm nghiệm về khả năng tải động và khả năng tải tĩnh mới có thể quyết định lần cuối loại ô và các thông số kích thước của ô.

d) Khi kiểm nghiệm không đạt yêu cầu, tức là các thông số và kích thước được xác định trong bước tính thiết kế:

- Không đảm bảo khả năng tải, khi đó có thể tăng giá trị kích thước cơ bản đã được xác định trong bước tính thiết kế, từ đó xác định lại các thông số và kích thước liên quan.

- Quá dư thừa khả năng tài, khi đó cần quan tâm đến kết cấu để có thể quyết định xem có thể giảm kích thước hoặc các thông số khác được không.

e) Các ví dụ về các giải pháp khắc phục khi chi tiết không thỏa mãn: (nêu đầy đủ các phương pháp xử lý)

Ví dụ 1: Khi kiểm nghiệm rằng về độ bền tiếp xúc nếu $\sigma_H > [\sigma_H]$ (chi tiết thiếu bền), có thể tăng dần a_w hoặc d_w và xác định lại các thông số ăn khớp và các kích thước cho đến khi $\sigma_H \leq [\sigma_H]$. Trường hợp chênh lệch giữa σ_H và $[\sigma_H]$ không lớn, ta có thể tăng b_w theo công thức $b_w = b'_w (\sigma_H / [\sigma_H])^2$.

Ví dụ 2: Khi kiểm nghiệm hệ số an toàn tại các tiết diện trực nếu $s < [s]$ (chi tiết không đủ độ bền mới), có thể xử lý theo các hướng sau:

- Giảm tập trung ứng suất K_σ và K_t tại chỗ có tập trung ứng suất lớn bằng cách:

- Chọn đường kính vai trực cũng như độ chênh lệch đường kính giữa các đoạn trực hợp lý.
- Cần chọn bán kính góc lượn hợp lý tại chỗ chuyển tiếp giữa hai đường kính hoặc dùng kết cấu vai trực có rãnh vòng.
- Cần tăng độ mềm của mayơ hoặc vát mép mayơ ở các tiết máy lắp trên trực khi sử dụng phương pháp lắp với độ dôi lớn hoặc chọn kiểu lắp hợp lý.
- Đối với then ghép lồng nên sử dụng dao phay đĩa để gia công rãnh then trên trực.
- Chọn độ nhám bề mặt hợp lý.

- Có thể sử dụng thêm các phương pháp tăng bền bề mặt như phun bi, lăn nén hoặc sử dụng các phương pháp như thấm than, thấm nitơ rồi tẩy,...

- Tăng đường kính trục (nếu kết cấu cho phép) để giảm các biến độ ứng suất và ứng suất trung bình. Tuy nhiên, d tăng thì có thể sẽ làm tăng các hệ số ϵ_σ và ϵ_t , mặt khác sẽ ảnh hưởng đến kết cấu các chi tiết khác lắp trên trục (ví dụ bánh răng đang làm rời trục thi sau khi tăng d phải làm liền trục)

- Chọn vật liệu chế tạo trục có giới hạn bền mới cao hoặc có thể giảm đường kính trục nhằm giảm hệ số ảnh hưởng kích thước ϵ_σ và ϵ_t . Tuy nhiên, vật liệu có độ bền cao thì đường kính trục lại nhỏ do vậy trục có thể không đủ độ cứng.

Ví dụ 3: Khi kiểm nghiệm khả năng tải động của ô lăn, nếu $C_t > C_{hang}$ (ô đã chọn không thỏa mãn bền), có thể xử lý theo:

- Chọn cỡ ô nặng hơn

- Chọn lại loại ô khác (ví dụ dùng ô đũa thay cho ô bi nếu số vòng quay không lớn hay dùng ô đũa côn thay cho ô bi đỡ chặn hoặc loại ô có góc tiếp xúc lớn hơn).

- Giảm thời gian sử dụng ô cho đến kỳ đại tu hay trung tu máy

- Tăng đường kính ngỗng trục nếu kết cấu cho phép

Câu 2. (12d)

2.1. Xác định chiều dài mối hàn l_1 và l_2 (biết $e_1=25,1\text{mm}$; k ; $[\tau]'$ (MPa); $F(\text{N})$) từ điều kiện bền đều của hai mối hàn dọc, suy ra:

$$l_1/l_2 = e_2/e_1 = 64,9/25,1 = 2,58 \quad (\text{a})$$

$$\text{với } e_2 = b - e_1 = 90 - 25,1 = 64,9\text{mm}$$

$$l = l_1 + l_2 = F/0,7k[\tau]' \quad (\text{b})$$

(l _ tổng chiều dài mối hàn dọc) và từ (a) suy ra: $l_1 = 2,58l_2$ và thay vào (b):

$$l_2 = F/(3,58 \cdot 0,7k[\tau]')$$

$$\text{Vậy: } l_2 = F/(2,506 \cdot k[\tau]')$$

Suy ra $l_1 = l - l_2$

Chú ý: l_1 và l_2 : nguyên và lớn hơn giá trị tính toán

2.2. Xác định chiều dày cạnh hàn k

bíết: $l_1 = 155\text{mm}$ và $l_2 = 60\text{mm}$

$$F = 6104\text{N} \text{ và } T = 3,5106\text{Nmm} \text{ và } [\tau] = 105\text{MPa}$$

a) Ứng suất do F gây ra: $\tau_F = F/A$ (a)

trong đó $A = A_1 + A_2 = 0,7k(l_1 + l_2) = 0,7k \cdot 215$

Thay vào, ta có:

$$\tau_F = F/A = 6104/150,5k = 398,67k$$

b) Ứng suất do T gây ra được xác định theo công thức sau:

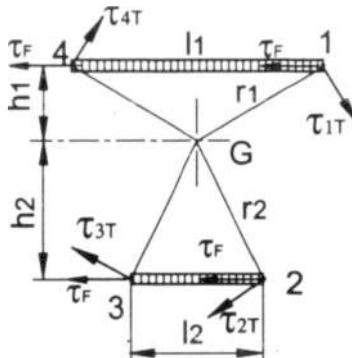
$$\tau_T = T \cdot r/J \quad (b)$$

Phương chiếu của các vectơ ứng suất τ_F và τ_T tại các điểm được biểu diễn trên hình 2.3

Trong đó:

$$T = 3,5106 \text{ Nmm}$$

r - khoảng cách từ trọng tâm G đến điểm xa nhất của cạnh hàn (ở đây lấy điểm 1 và điểm 4, hình 2.3).



Hình 2.3

$$r_1 = \sqrt{h_1^2 + \left(\frac{l_1}{2}\right)^2} = \sqrt{(27^2) + (77,5)^2} = 82,06\text{mm}$$

$$r_2 = \sqrt{h_2^2 + \left(\frac{l_2}{2}\right)^2} = \sqrt{(67^2) + (30)^2} = 73,4\text{mm}$$

J – mômen quán tính của tiết diện mối hàn đối với trọng tâm G, được xác định theo công thức sau:

$$J = J_1 + J_2, \text{ trong đó:}$$

$$\begin{aligned} J_1 &= A_1 \left(\frac{l_1^2}{12} + h_1^2 \right) = 0,7k l_1 \left(\frac{l_1^2}{12} + h_1^2 \right) = 0,7k \cdot 155 \left(\frac{155^2}{12} + 27^2 \right) \\ &= 296322,54k \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_2 &= A_2 \left(\frac{l_2^2}{12} + h_2^2 \right) = 0,7k l_2 \left(\frac{l_2^2}{12} + h_2^2 \right) = 0,7k \cdot 60 \left(\frac{60^2}{12} + 67^2 \right) \\ &= 201138k \end{aligned}$$

$$\text{Vậy } J = (296322,54 + 201138)k = 497460,54k (\text{mm}^4)$$

Thay vào (b): Tại điểm 1 và 4 trên mối hàn 1:

$$\begin{aligned} \tau_{1T} &= \tau_{4T} = Tr_1 / J = T \cdot 82,06 / 497460,54k \\ &= 3,510^6 \cdot 82,06 / 497460,54k = 577,35/k \end{aligned}$$

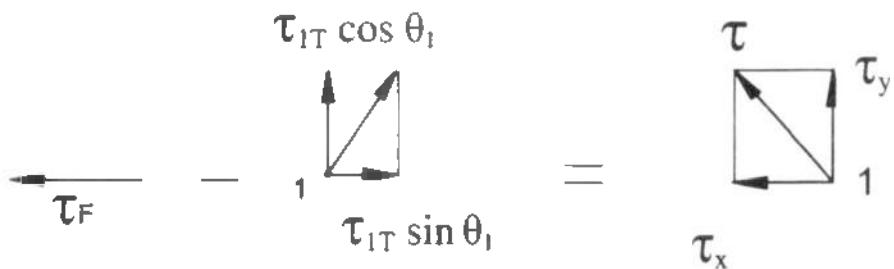
Tại điểm 2 và 3 trên mối hàn 2:

$$\begin{aligned} \tau_{2T} &= \tau_{3T} = Tr_2 / J = 3,5106 \cdot 73,4 / 497460,54k \\ &= 516,42/k \end{aligned}$$

c) Xác định ứng suất tổng do F và T gây ra (hình 2.4)

(Có nhiều cách xác định ứng suất tổng do R và T gây ra. Ở đây dùng phương pháp cộng vectơ.

- Tại điểm 1 và 4 (hình 2.4).

**Hình 2.4**

$$\tau = \sqrt{(\tau_F - \tau_{1T} \sin \theta_1)^2 + (\tau_{1T} \cos \theta_1)^2}$$

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{398,67}{k} - \frac{577,35}{k} \sin 19^0 20\right)^2 + \left(\frac{560,8}{k} \cos 19^0 20\right)^2}$$

$$= \sqrt{\left(\frac{398,67}{k} - \frac{191}{k}\right)^2 + \left(\frac{530,25}{k}\right)^2} = \frac{570,58}{k} \quad (*)$$

Trong đó góc θ_1 được xác định như sau:

$$\operatorname{tg} \theta_1 = h_1 / 0,5l_1 = 27 / 77,5 = 0,348$$

$$\theta_1 = 19^0 20 \Rightarrow \sin \theta_1 = 0,325 \text{ và } \cos \theta_1 = 0,944$$

- Tại điểm 2 và 3 (hình 2.5)

$$\begin{aligned} \tau &= \sqrt{(\tau_F + \tau_{2T} \cos \theta_2)^2 + (\tau_{2T} \sin \theta_2)^2} \\ \tau &= \sqrt{\left(\frac{398,67}{k} + \frac{516,42}{k} \cos \theta_2\right)^2 + \left(\frac{516,42}{k} \sin \theta_2\right)^2} = \frac{894,8}{k} \quad (**) \end{aligned}$$

Trong đó góc θ_2 được xác định như sau:

$$\operatorname{tg} \theta_2 = 0,5l_2 / h_2 = 30 / 67 = 0,447$$

$$\theta_2 = 24^0 \Rightarrow \sin \theta_2 = 0,408 \text{ và } \cos \theta_2 = 0,912$$

$$\tau_F + \frac{\tau_2 \tau \sin \theta_2}{\tau_2 \tau \cos \theta_2}^2 = \frac{\tau}{\tau_x} \frac{\tau_y}{\tau_2}$$

Hình 2.5

Điều kiện bền của mối hàn có dạng: $\tau < [\tau]'$

Từ (*) và (**) suy ra $k = 894,8/[\tau]' = 894,8/105 = 8,52\text{mm}$

Vậy chiều dày cạnh hàn $k = 9\text{mm}$

2.3. Nếu thay đổi kết cấu theo phương án 2b, ta thấy:

a) Về công nghệ hàn có vẻ đơn giản hơn do dễ xác định vị trí của mối hàn l_2 khi hàn.

b) Về tính toán thiết kế: bài toán về thiết kế sẽ phức tạp hơn vì:

- Do trọng tâm thay đổi nên cần phải xác định trọng tâm của mối ghép

- Các bước khác lần lượt tiến hành như trường hợp trên.

Câu 3. (10đ)

3.1. a) Xác định giá trị các lực ăn khớp (Tính đúng giá trị và phân tích đúng phương chiểu các các lực thành phần)

- Trên răng bánh vít:

$$F_{t2} = 2T_2/d_2 = 2.300000/252 = 2381\text{N} \text{ (láy phần nguyên).}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma = 2381.0,363/0,987 = 875\text{N}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \gamma = 2381.0,158 = 376\text{N}$$

- Trên ren trực vít:

$$F_{t1} = F_{a2} = 376\text{N}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = 875\text{N}$$

$$F_{a1} = F_{a2} = 2381\text{N}$$

Trong đó:

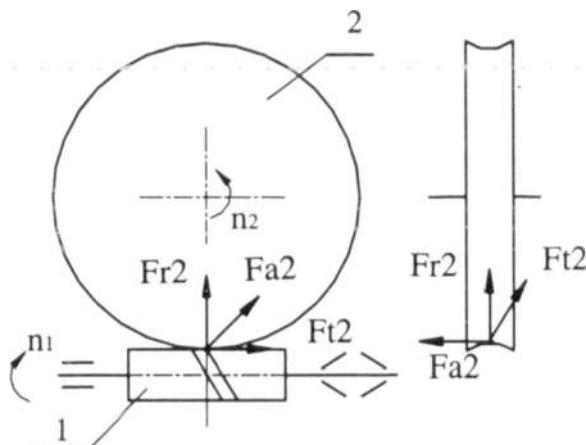
γ - góc nâng của ren trực vít.

$$\operatorname{tg}\gamma = z_1/q = 2/12,5 = 0,16 \Rightarrow \gamma = 90^\circ \text{ và } \cos\gamma = 0,987$$

$d_2 = mz_2 = m.u.z_1 = 6,3.20.2 = 252\text{mm}$ (đường kính vòng chia vòng chia bánh vít).

- Phương chiều của các lực trên răng bánh vít (hình 2.6).

b) Khi chiều quay thay đổi, chỉ chiều của các lực F_{ai} và F_b ($i = 1, 2$) thay đổi, vì mặt làm việc của ren trực vít và răng bánh vít cũng thay đổi theo.



Hình 2.6

3.2. Xác định độ dồn để lắp vòng bánh vít với thân bánh vít. Áp suất cần thiết trên mặt ghép để truyền lực $F_{a2} = 376\text{N}$ và $T = 300000\text{ Nmm}$

Áp lực trên bề mặt ghép xác định theo:

$$p = \frac{kF}{\pi fdl} = \frac{1,7.3023}{3,14.0,05.200.80} = 2,041\text{MPa} \quad (\text{a})$$

Trong đó lực F được xác định:

$$F = \sqrt{F_*^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2} = \sqrt{376^2 + \left(\frac{2.300000}{200}\right)^2} = 3023\text{N}$$

Độ dày nhỏ nhất để tạo áp lực $p = 2,04\text{N/mm}^2$ được tính theo công thức:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{150}{200}\right)^2}{1 - \left(\frac{150}{200}\right)^2} - 0,3 = 3,27 \quad (\text{b})$$

Với:

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{200}{240}\right)^2}{1 - \left(\frac{200}{240}\right)^2} + 0,3 = 5,83$$

$$\mu_1 = \mu_2 = 0,3$$

d - đường kính mặt ghép: $d = 200\text{mm}$

d_2 - đường kính chân răng bánh vít: $d_2 = 240\text{mm}$

d_1 - đường kính trong vành răng: $d_1 = 150\text{mm}$

l - chiều dài bề mặt ghép: $l = 80\text{mm}$ và $E_1 \approx E_2 = 105\text{MPa}$

Thay vào (b):

$$\begin{aligned} \delta &= pd \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \\ &= 2,04.200 \left(\frac{3,27}{10^5} + \frac{5,83}{10^5} \right) = 0,037\text{mm} = 37\mu\text{m} \end{aligned}$$

Ở đây sử dụng phương pháp lắp ép, nên độ dôi nhỏ nhất cần thiết của mối ghép sẽ là:

$$\delta_c = \delta + 1,2(R_{z1} + R_{z2}) = 37 + 1,2(6,3 + 3,2) = 48,4\mu\text{m}$$

b) Độ dôi môi ghép được xác định tương ứng với chiều quay sao cho lực F_{a2} tác dụng từ phải qua trái (theo hình vẽ) vì trong trường hợp lực F_{a2} có chiều ngược lại thì độ dôi có thể nhỏ hơn.

ĐÁP ÁN NĂM 2006

Câu 1. (12đ)

1.1. Các thông số cơ bản của truyền động công suất: công suất truyền P hoặc mômen truyền T ; số vòng quay n ; tỷ số truyền động U ; hiệu suất truyền động η .

Các yêu cầu cơ bản:

- Có khả năng truyền được công suất hoặc mômen lớn
- Làm việc ổn định và tin cậy
- Có tỷ số truyền lớn và ổn định
- Có hiệu suất truyền động cao

1.2. a) Lực trên nhánh căng: $F_1 = F_0 + 0,5F_t$

Lực trên nhánh chùng: $F_2 = F_0 - 0,5F_t$

$$\text{Quan hệ của } F_1 \text{ và } F_0: \quad F_1 = 2F_0 \left(\frac{e^{f_a} - 1}{e^{f_a} + 1} \right)$$

Các giải pháp tăng khả năng tải khi cùng F_0 :

- Tăng góc ôm α_1 bằng cách sử dụng bộ truyền có bánh căng đai hoặc tăng khoảng cách a

- Sử dụng đai thang hay đai hình lược (đai nhiều chẽm) vì $f' = f / \sin(\varphi/2) > f$

b) Đai có thể bị hỏng do mỏi vì ứng suất trong tiết diện đai thay đổi chu kỳ từ σ_{\max} đến σ_{\min}

Trong đó: $\sigma_{\max} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_{u1}$

hoặc $\sigma_{\max} = \lambda\sigma_t / (\lambda - 1) + \sigma_{u1}$ (bò qua ứng suất do lực ly tâm)

và $\sigma_{\min} = \sigma_0 - 0,5\sigma_t$

Các yếu tố ảnh hưởng đến tuổi thọ của đai:

- Đường kính bánh nhỏ d_1 : Khi tăng đường kính d_1 thì tuổi thọ sẽ tăng do σ_{u1} giảm

- Tỷ số truyền u: khi u tăng lên, đường kính d_2 sẽ tăng thì giá trị σ_{u1} tăng và ứng suất uốn trên bánh đai lớn giảm, suy ra tuổi thọ tăng

- Chiều dài và khoảng cách tâm: khi tăng l hay a thì số vòng chạy của đai $i = v/l$ giảm, suy ra tuổi thọ tăng

- Số bánh đai tăng thì tuổi thọ giảm (hệ số z_b tăng).

1.3. a) Nguyên nhân làm tỷ số truyền thay đổi trong bộ truyền đai, xích và bánh răng là:

- Trong bộ truyền đai: Do lực căng trên các nhánh đai thay đổi khi lần lượt vào các cung ôm, nên biến dạng đàn hồi của dây đai cũng thay đổi theo gây nên hiện tượng trượt giữa dây đai và bánh đai.

- Trong bộ truyền xích: Do các mắt xích phân bố trên răng đĩa theo một đa giác, do vậy, phương của dây xích cũng thay đổi theo.

- Trong bộ truyền bánh răng: Do sai số chế tạo: sai số biến dạng và sai số về bước răng.

b) Ảnh hưởng của tỷ số truyền thay đổi đến khả năng làm việc của bộ truyền:

- Bộ truyền đai: do có trượt nên làm giảm khả năng tải

- Bộ truyền xích: gây nên va đập của mắt xích vào răng đĩa và xích làm việc ồn đặc biệt khi xích làm việc ở vận tốc cao.

- Bộ truyền bánh răng: gây nén và đập, bộ truyền làm việc ôn và phát sinh tải trọng động

Các giải pháp khắc phục:

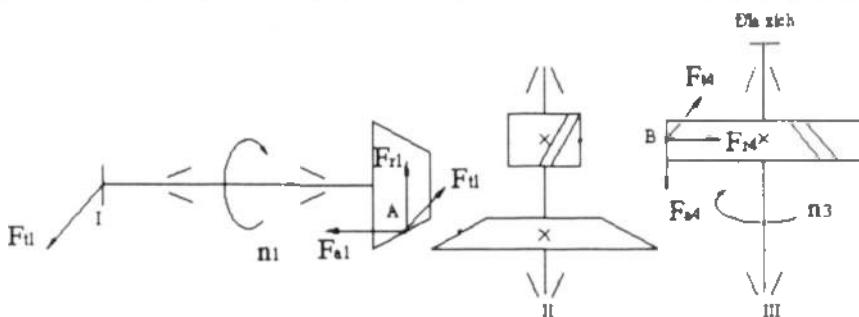
- Bộ truyền đai: rất khó, ngoại trừ sử dụng đai răng. Tính toán đai theo khả năng chịu kéo với $\psi \approx \psi_0$.

. Bộ truyền xích: chọn số răng đĩa xích lớn nếu không bị giới hạn bởi kích thước và số mắt xích không là bội của Z; đồng thời nên chọn xích bước nhỏ và hạn chế số vòng quay $n < n_{max}$

- Bộ truyền bánh răng: tăng độ chính xác động học, sử dụng bộ truyền có z_i lớn, bánh răng nghiêng.

Câu 2. (28đ)

2.1. a) Đặt lực ăn khớp trên các cặp bánh răng (xem hình 2.7)



Hình 2.7

b) Tính giá trị các lực ăn khớp tại cặp bánh côn răng thăng:

$$\text{Lực vòng: } F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = F_{t2} = \frac{2.150000}{150} = 2000\text{N}$$

$$\text{Lực hướng tâm: } F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha \cos \delta_1 = F_{r2}$$

$$\Rightarrow F_{r1} = 2000 \cdot 0.36 \cdot 0.97 = 698\text{N}$$

$$\text{Lực dọc trực: } F_{s1} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha \sin \delta_1 = F_{r2}$$

Suy ra $F_{\text{el}} = 2000 \cdot 0,36 \cdot 0,22 = 158N$

trong đó: $\delta_1 = 13^\circ \Rightarrow \cos 13^\circ = 0,97$ và $\sin 13^\circ = 0,22$

$$\alpha = 20^\circ \Rightarrow \tan 20^\circ = 0,36$$

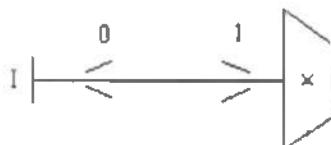
2.2. Các phương án bố trí gối đỡ trực trên bánh răng côn dẫn (Hình 2.8):

a) Bánh răng côn lắp trên trục chìa (trục công xôn)

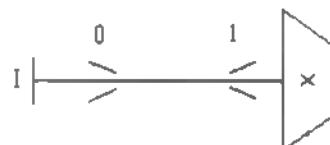
- Sử dụng hai ô đỡ chặn bố trí theo sơ đồ chữ "O" hay chữ "X" (hình 2.8 - Phương án a,b).

- Sử dụng hai ô đỡ chặn trên một gối (bố trí chữ "O" hoặc "X") và gối kia dùng ô đỡ (hình 2.8 - Phương án c).

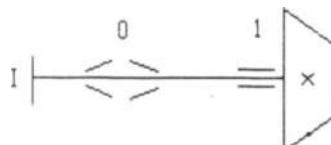
b) Bánh răng côn nhỏ đặt giữa (hình 2.8 - Phương án d).



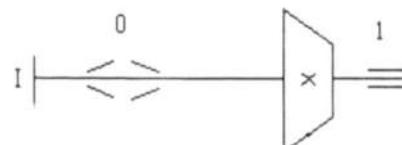
Phương án a: "O"



Phương án b: "X"



Phương án c



Phương án d

Hình 2.8. Các phương án bố trí gối đỡ trực bánh răng côn dẫn

2.3. Tính giá trị do lực khớp gây ra.

$$\text{a) Lực } F_k = (0,2 \dots 0,3) F_t = (0,2 \dots 0,3) \cdot 2T_1 / D_0$$

Thay giá trị vào ta có: $F_k = (0,2 \dots 0,3) \cdot 2 \cdot 150000 / 100 = 600N \dots 900N$, suy ra $F_{k\max} = 900N$

- Phương chiều của lực F_k : Chiều của lực F_k có thể chọn bất kỳ phụ thuộc vào sai số ngẫu nhiên khi lắp ghép nối trực. Khi tính toán trực chiều của F_k được chọn để sao cho làm tăng ứng suất và biến dạng trực còn khi tính ô lăn thì chiều của F_k lại được chọn sao cho phản lực gối tựa là lớn nhất.

b) Xác định các phản lực gối tựa khi F_{kmax} :

Phương trình cân bằng: giả thiết chiều của các phản lực gối tựa (hình 2.8), ta có các phương trình cân bằng:

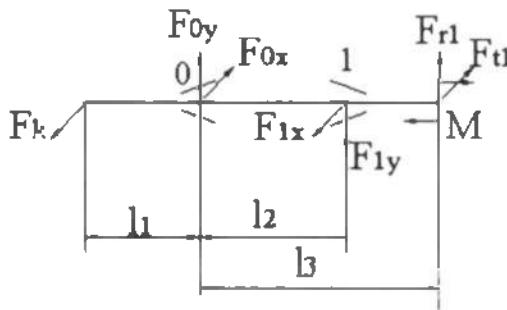
- Trong mặt phẳng zox

Đối với gối 0:

$$\sum M_0 = F_k l_1 - F_{1x} l_2 + F_{1y} l_3 = 0 \quad (a)$$

$$F_{1x} = (F_{1y} l_3 + F_k l_1) / l_2$$

$$F_{1x} = (2000.200 + 900.50) / 120 = 3708N$$



Hình 2.9. Sơ đồ xác định phản lực gối tựa

Đối với gối 1:

$$\sum M_1 = F_k(l_1 + l_2) - F_{0x}l_2 + F_{1y}(l_3 - l_2) = 0 \quad (b)$$

$$F_{0x} = [F_{1y}(l_3 - l_2) + F_k(l_1 + l_2)] / l_2$$

$$F_{0x} = (2000.80 + 900.170) / 120 = 2608N$$

Trong mặt phẳng Oyz

Đối với gối 0:

$$\sum M_0 = F_{ly}l_2 + M - F_{rl}l_3 = 0 \quad (c)$$

$$F_{ly} = (F_{rl}l_3 - M)/l_2$$

$$F_{ly} = (698.200 - 158.75)/120 = 1064\text{N}$$

Trong đó, M là mômen uốn do lực dọc gây ra:

$$M = 0,5F_{al}d_m = 158.75 = 11850\text{Nmm}$$

Đối với gối 1:

$$\sum y = -F_{0y} + F_{ly} - F_{rl} = 0 \quad (d)$$

$$F_{0y} = F_{ly} - F_{rl} = 1064\text{N} - 698\text{N} = 366\text{N}$$

Phản lực toàn phần tại gối tựa 0 và 1 sẽ là:

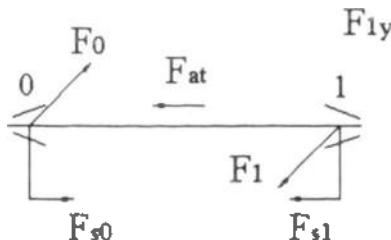
$$F_0 = \sqrt{F_{0x}^2 + F_{0y}^2} = \sqrt{2608^2 + 366^2} = 2633\text{N}$$

$$F_1 = \sqrt{F_{1x}^2 + F_{1y}^2} = \sqrt{3708^2 + 1064^2} = 3857\text{N}$$

c). Xác định tải trọng qui ước Q biết: sử dụng ô đũa côn có $\alpha = 26^\circ$ và $V = 1$; $K_d = K_t = 1$;

(Khi $iFa/VFr > e$, lấy $X = 0,40$ và $Y = 0,45 \cot \alpha = 0,92$)

Ô được bố trí theo sơ đồ chữ “O”, chịu tác dụng các lực hướng tâm F_0 và F_1 , lực dọc trục $F_{at} = F_{al} = 158\text{N}$



Hình 2.10. Sơ đồ tĩnh ô

- Xác định lực dọc trực tác dụng lên các gối 0 và 1: F_{ai} ($i = 0, 1$)
- Xác định nội lực dọc trực F_{si} và đặt các lực F_{si} lên sơ đồ để tính (hình 2.10)

Xác định $F_{si} = 0,83eF_n$

Suy ra $F_{s0} = 0,83eF_{n0} = 0,83 \cdot 0,73 \cdot 2633 = 1595\text{N}$

$$F_{s1} = 0,83eF_{n1} = 0,83 \cdot 0,73 \cdot 3857 = 2336\text{N}$$

Trong đó: $e = 1,5 \operatorname{tg}\alpha = 1,5 \cdot 0,48 = 0,73$

Xác định lực dọc F_{ai} ($i = 0$ và 1)

$$\sum F_{ai} = F_{sj} \pm F_{at}$$

Suy ra $\sum F_{a0} = F_{s1} + F_{at} = 2336 + 158 = 2494\text{N}$

Vì $\sum F_{a0} = 2494 > F_{s0} = 1595 \Rightarrow F_{a0} = \sum F_{a0} = 2494\text{N}$

Suy ra $\sum F_{a1} = F_{s0} - F_{at} = 1595 - 158 = 1437\text{N}$

Vì $\sum F_{a1} = 1437 < F_{s1} = 2336 \Rightarrow F_{a1} = F_{s1} = 2336\text{N}$

Vậy $F_{a0} = 2494\text{N}$ và $F_{a1} = 2336\text{N}$

Xác định các hệ số X_i và Y_i

Khi $i = 0$: $F_{a0}/VF_{n0} = 2494/2633 = 0,94 > e = 0,73$

vậy $X_0 = 0,4$ và $Y_0 = 0,92$ (theo đề bài)

Khi $i = 1$: $F_{a1}/VF_{n1} = 2336/3857 = 0,6 < e$

vậy $X_1 = 1$ và $Y_1 = 0$

Xác định tải trọng quy ước

$$Q_i = (VX_i F_n + Y_i F_{ai})k_d k_t = (X_i F_n + Y_i F_{ai}) \text{ do } V = k_d = k_t = 1$$

Khi $i = 0$

$$Q_0 = (0,4 F_{n0} + 0,92 F_{a0}) = 0,40 \cdot 2633 + 0,92 \cdot 2494 = 3347\text{N}$$

$$Q_0 = 3347\text{N}$$

Khi $i = 1$ ta có: $Q_1 = 3857N$

Lấy $Q = 3857\text{N}$ để tính và chọn ô lăn

2.4. a) Tính sơ bộ đường kính trục, biết $[\tau] = 20 \text{ MPa}$

Dường kính trục xác định theo công thức:

$$d_{sb} \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{150000}{0,2 \cdot 20}} = 33,47 \text{ mm}$$

b) Dựa vào đường kính trực tính theo sơ bộ, tăng lên 5% để kể đến ảnh hưởng của các yếu tố khác đến sức bền trực, tiến hành chọn đường kính các đoạn trực có lắp chi tiết như sau:

- $d_2 = 38\text{mm}$ (đường kính tại chỗ lắp khớp nối chọn trong giới hạn: $d_2 = (0,8...1,2)d_{4c} = 33...50\text{mm}$ - số liệu tham khảo)

- $d_0 = d_1 = 40\text{mm}$ (đường kính tại chỗ có lắp ống)

- $d_3 = 38\text{mm}$ (đường kính tại chỗ lắp bánh răng côn nhỏ)

c) Đường kính các đoạn trực cần thỏa mãn các điều kiện sau:

- Điều kiện bền: bền tĩnh $d_{limin} > d_{sob}$ $\Rightarrow d_2 > d_{sb}$ và độ bền mỏi $s_i > [s_i]$

- Điều kiện công nghệ:

- Công nghệ gia công: đường kính ngỗng trực cần chọn theo dây tiêu chuẩn đường kính trong ô lăn và $d_0 = d_1$; còn đường kính thân trực cần chọn theo dây tiêu chuẩn đường kính thân trực.
 - Công nghệ lắp ghép: Các chi tiết phải lắp ghép được và dễ lắp ghép; d_2 và $d_3 < d_0 = d_1$

d) Kết cấu trúc (hình 2.11)



Hình 2.11. Kết cấu trục I

2.5. Xác định chiều dài then theo điều kiện dập và bền cắt:

- Từ điều kiện bền dập suy ra:

$$l_t \geq \frac{2T}{d(h-t_1)[\sigma_d]} = \frac{2.150000}{38.(8-5).100} = 26,3\text{mm} \quad (\text{a})$$

- Từ điều kiện bền cắt:

$$l_t \geq \frac{2T}{db[\tau]} = \frac{2.150000}{38.12.40} = 16,4\text{mm} \quad (\text{b})$$

Từ (a) và (b), suy ra $l_t > 26,3\text{mm}$

Chiều dài then $l = l_t + b = 26,3 + 12 = 38,3\text{mm}$

Theo dây tiêu chuẩn chiều dài then, chọn then có chiều dài $l = 40\text{mm}$

Chiều dài may σ của bánh răng côn: i_m

$$l = (0,8...0,9)l_m \Rightarrow l_m = l/(0,8...0,9) = (50...44)\text{mm}$$

Chọn chiều dài may σ bánh răng côn $i_m = 45\text{mm}$

2.6. Nếu thay cặp bánh côn răng thẳng bởi cặp bánh côn răng cong thì hướng răng nên chọn sao cho lực dọc trực tác dụng lên răng có chiều hướng từ đỉnh răng về mặt đáy lớn. Trong trường hợp này, vì bánh nhỏ là bánh dẫn nên chiều quay phải cùng chiều với chiều nghiêng của răng.

ĐÁP ÁN NĂM 2007

Câu 1. (17đ)

1.1. a) Trục tròn là trục có đường kính không thay đổi theo chiều dài của trục còn trục bậc có đường kính thay đổi theo chiều dài từng đoạn trục.

Trục trơn ít được sử dụng hơn trục bậc, ví dụ trục trong puli cáp nâng... còn thực tế, thường sử dụng trục bậc nhiều hơn, ví dụ trục trong các HGT, trục trong các hộp số các loại xe, trục trong các hộp tốc độ của máy cắt gọt kim loại.

b) Các ưu nhược điểm của trục trơn và trục bậc

- Đối với trục trơn: có cấu tạo đơn giản do đó dễ chế tạo và có độ bền mỏi cao do tập trung ứng suất nhỏ.

Khó đảm bảo yêu cầu của mối ghép các chi tiết trên trục và rất khó định vị trí chính xác các chi tiết lắp ghép trên trục trong quá trình lắp ghép.

- Đối với trục bậc: Trục bậc có cấu tạo phức tạp do đó chế tạo khó hơn và tập trung ứng suất nhiều hơn do đó nguy cơ phá hỏng về mỏi của trục cũng lớn hơn so với trục trơn.

Dễ dàng đảm bảo được yêu cầu của mối ghép các chi tiết trên trục theo yêu cầu cũng như định vị trí chính xác các chi tiết trên trục.

c) Các giải pháp khắc phục những nhược điểm của trục bậc khi thiết kế;

Để trục có tính công nghệ cao thì đường kính trục tại các tiết diện có lắp ghép được chọn theo dây tiêu chuẩn. Cụ thể, đường kính lắp với ô lăn được chọn theo đường kính trong ô lăn còn đường kính các đoạn trục lắp với các chi tiết máy khác (đường kính thân trục) chọn theo dây tiêu chuẩn thân trục.

1.2. a) Xác định trị số của biên độ ứng suất và ứng suất trung bình

Khi trục quay một chiều, ứng suất pháp thay đổi theo chu kỳ đối xứng:

$$\sigma_a = \sigma_{max} = M/W_u \text{ và } \sigma_m = 0.$$

Còn ứng suất tiếp thay đổi theo chu kỳ mạch động:

$$\tau_2 = \tau_m = 0.5\tau_{max} = T/2W_0$$

Trong đó: W_u và W_0 được xác định theo các công thức sau:

$$W_u = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} \text{ và } W_0 = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$$

Thay các giá trị của T, d, b và t₁ vào ta có:

$$W_u = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$$

$$= \frac{\pi \cdot 45^3}{32} - \frac{14.5,5(45-5,5)^2}{2 \cdot 45} = 7606,76 \text{ mm}^2$$

$$W_0 = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$$

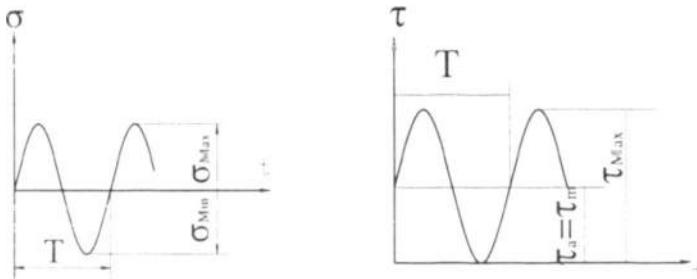
$$= \frac{\pi \cdot 45^3}{16} - \frac{14.5,5(45-5,5)^2}{2 \cdot 45} = 16548,4 \text{ mm}^2$$

Vậy:

$$\sigma_a = \sigma_{max} = M/W_u = 250000/7606,76 = 32,86 \text{ MPa} \text{ và } \sigma_m = 0.$$

$$\tau_a = \tau_{max} = T/2W_0 = 25000 / 16548,4 = 22,65 \text{ MPa}$$

Hình 2.12 là đồ thị thay đổi ứng suất pháp và ứng suất tiếp khi trục quay một chiều



Hình 2.12. Đồ thị thay đổi ứng suất pháp và tiếp khi trục quay một chiều

b) Công thức tính kiểm nghiệm trực theo hệ số an toàn

$$S = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [S]$$

Trong đó: s_σ và s_τ là hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp và ứng suất tiếp.

[s] là hệ số an toàn cho phép, thường chọn [s] = 1,5...2,0.

- Các giải pháp để nâng cao độ bền mới của trực khi $s < [s]$:

- Giảm tập trung ứng suất K_σ và K_τ tại chỗ có tập trung ứng suất lớn bằng cách:
 - + Chọn đường kính vai trực cũng như độ chênh lệch đường kính giữa các đoạn trực hợp lý
 - + Cần chọn bán kính góc lượn hợp lý tại chỗ chuyển tiếp giữa hai đường kính hoặc dùng kết cầu vai trực có rãnh vòng.
 - + Cần tăng độ mềm của mayơ hoặc vát mép mayơ ở các tiết máy trên trực khi sử dụng phương pháp lắp có độ dôi lớn hoặc chọn kiểu lắp hợp lý.
 - + Đối với then ghép lòng nên sử dụng dao phay đĩa để gia công rãnh then trên trực.
 - + Chọn độ nhám bề mặt hợp lý
- Có thể sử dụng thêm các phương pháp tăng bền bề mặt như phun bì, lăn nén hoặc sử dụng các phương pháp như thấm than, thấm Nitơ rồi tôi,...
- Tăng đường kính trực (nếu kết cầu cho phép) để giảm các biên độ ứng suất và ứng suất trung bình. Tuy nhiên d tăng thì có thể sẽ làm tăng các hệ số ϵ_σ và ϵ_τ , mặt khác sẽ ảnh hưởng đến kết cấu các chi tiết khác lắp trên trực (ví dụ bánh răng đang làm rời trực thi sau khi tăng d phải làm liền trực).
- Chọn vật liệu chế tạo trực có giới hạn bền mới cao hoặc có thể giảm đường kính trực nhằm giảm hệ số ảnh hưởng kích

thuộc ϵ_σ và ϵ_τ . Tuy nhiên, vật liệu có độ bền cao thì đường kính trực lại nhỏ do vậy trực có thể không đủ độ cứng.

- Khi trực quay hai chiều do trị số và có thể cả chiều của phản lực cũng thay đổi theo, mặt khác do chu trình ứng suất thay đổi khác nhau nên các đại lượng trong công thức tính s_σ và s_τ cũng khác nhau. Vì vậy khi trực quay hai chiều cần:

- Tiến hành xác định các phản lực, lực hướng tâm và lực dọc trực tại các ô cũng như mômen uốn ứng với cả hai chiều quay và lấy giá trị lớn hơn để tính trực và chọn ô.
- Khi trực quay hai chiều, ứng suất pháp và ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng, và $[\tau] = \sigma_{\max} = M/W_u$ và $\tau_a = 0,5\tau_{\max} = T/W_0$.
- Ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mỏi của trực cũng không còn nữa do $\sigma_m = \tau_m = 0$.

Bài 2 (23d)

2.1. a) Các đặc điểm chính của nối trực chặt, nối trực bù và nối trực đàn hồi.

- Nối trực chặt:

- Nối cố định hai đầu trực và chỉ tách rời hai đầu trực khi dùng máy.
- Chỉ nối được hai đầu trực khi có độ đồng tâm cao.
- Ngoài mômen xoắn, nối trực chặt còn có thể truyền được cả mômen uốn

- Nối trực bù:

- Nối cố định hai đầu trực và chỉ tách rời hai đầu trực khi dùng máy.
- Có thể nối hai đầu trực ngay cả khi có sai lệch về vị trí.

- Nối trực đầu hồi:

- Có các đặc điểm như nối trực bù.
- Có khả năng giảm chấn và dập tắt dao động

b) Nguyên nhân dẫn đến xuất hiện lực hướng tâm tác dụng lên trực khi sử dụng nối trực:

- Do sai số chế tạo, đặc biệt là độ lệch tâm của các nối đầu trực nối.
- Do biến dạng uốn của các trực khi làm việc.

Các giải pháp khắc phục:

- Tăng độ chính xác chế tạo, chủ yếu là độ đồng tâm của hai đầu trực nối.
- Tăng độ cứng của trực bằng cách tăng đường kính của trực.
- c) Xác định trị số của lực F_k :
- Giá trị của lực $F_k = (0,2 \dots 0,3).F_t = (0,2 \dots 0,3).2T / D_0$
- Phương chiêu của lực F_k : Chiêu của F_k có thể chọn bất kỳ phụ thuộc vào sai số ngẫu nhiên khi lắp ghép nối trực. Khi tính toán trực, chiêu của F_k được chọn sao cho làm tăng ứng suất và biến dạng trực. Còn khi tính ở lăn, chiêu của F_k lại được chọn sao cho phản lực gối tựa là lớn nhất.

2.2. a) Điều kiện bền của mối hàn có dạng sau:

$$\tau = kT/W_x \leq [\tau]$$

Trong đó:

$$[\tau] = 0,6[\sigma_k] = 0,6.157 = 94,2 \text{ MPa}.$$

k hệ số tập trung tải trọng theo chiều dài mối hàn $k = 3$.

W_x mômen chống xoắn của tiết diện mối hàn, xác định theo công thức:

$$W_x = J_x / [R + 0,35k_v]$$

trong đó: A - diện tích mặt cắt nguy hiểm của mối hàn (do mặt cắt của mối hàn có dạng hình vành khăn có đường kính trong là d_m và bỉ dày bằng $0,7k_m$), tính theo công thức:

$$A = 2\pi R \cdot 0,7k_m = 1,4 \cdot \pi R k_m.$$

Với $R = d_m/2 + k_m/2 \approx d_m/2 = 90\text{mm}$

$$\begin{aligned} J_x &= 2 \cdot \frac{\pi}{2} \left[\left(R + \frac{0,7k_m}{2} \right)^4 - \left(R - \frac{0,7k_m}{2} \right)^4 \right] \\ &= A \left[R^2 + (0,35k_m)^2 \right] \approx AR^2 \end{aligned}$$

Do đó, từ điều kiện:

$$\tau = 3 \cdot \frac{T}{A \cdot R} \leq [\tau], \text{ suy ra chiều dày cạnh hàn } k_m:$$

$$k_m \geq \frac{3T/R}{1,4 \cdot \pi R [\tau]} = 3 \cdot \frac{14 \cdot 10^5 / 90}{1,4 \cdot \pi \cdot 90 \cdot 94,2} = 1,25\text{mm}$$

Chọn $k_m = 3\text{mm}$.

Hoặc điều kiện bền của mối hàn có thể viết dưới dạng khác:

$$\tau = kTR/J \leq [\tau]$$

Với $J = J_{xx} + J_{yy}$

Do tính đối xứng nên:

Do đó: $J = 2 \cdot J_{xx} = 2 \cdot \pi \cdot 0,7k_m \cdot R^3$ và với $R \approx 0,5 \cdot d_m$

Thay vào và cũng tính được $k_m = 1,25\text{mm}$.

b) Phương án bu lông lắp có khe hở: khi đó mômen xoắn truyền qua đĩa nhờ lực ma sát phát sinh trên bề mặt tiếp xúc do xiết chặt bulông với lực xiết V xác định như sau:

$$\begin{aligned} V &= 2sT/zfD_0 \\ &= 2 \cdot 1,5 \cdot 14 \cdot 10^5 / 6,0 \cdot 15 \cdot 260 = 17948,7\text{N} \end{aligned}$$

Đường kính bulông d_1 xác định theo công thức sau:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4.1.3.V}{\pi[\sigma_k]}} = \sqrt{\frac{4.1.3.17948,7}{\pi 100}} = 17,240\text{mm}$$

Theo tiêu chuẩn ren hệ mét chọn ren M20 x 2,5 có

$$d_1 = 17,294\text{mm}.$$

- Phương án bulông lắp không khe hở: lúc này mômen xoắn truyền trực tiếp qua thân bulông:

- Theo điều kiện bền cắt, đường kính thân bulông được xác định theo công thức sau:

$$d \geq \sqrt{\frac{4.F_t}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{4.1794,87}{\pi.120}} = 4,36\text{mm}$$

Trong đó lực vòng xác định theo công thức:

$$F_t = 2T/(zD_o) = 2.14.10^5/(6.260) = 1974,87\text{N}$$

Theo tiêu chuẩn chọn bulông tinh M5 x 0,8 có d = 5mm

- Kiểm tra điều kiện bền dập của bulông:

$$\sigma_d = F_t/(d.h) = 1974,87/5.10$$

$$= 35,89\text{MPa} < [\sigma_d] = 240\text{MPa}.$$

Như vậy, bulông thỏa mãn bền dập. Đối với đĩa, do vật liệu đĩa có độ bền cao hơn nên không cần kiểm tra bền dập của đĩa.

c) Với kích thước đã cho của khớp nối, ta chọn phương án bulông lắp có khe hở với bulông M20 x 2,5. Với phương án này tuy đường kính bulông có lớn hơn nhưng dễ chế tạo và lắp ghép. Mặt khác nếu sử dụng phương án bulông không khe hở ngoài việc gia công và lắp ghép khó thì cũng không tiết kiệm được là bao vì kích thước đĩa đã xác định.

d) Ngoài phương án dùng gờ định tâm như đã cho, có thể sử dụng hai hoặc ba bulông tinh cùng đường kính lắp không khe hở vào lỗ được doa chính xác để định tâm hai nửa đĩa.

e) Có thể sử dụng ba bulông tinh lắp xen kẽ vừa để định tâm vừa để truyền lực. Với phương án này chắc chắn kích thước đường kính ngoài của nối trực sẽ nhỏ hơn, nhưng yêu cầu chế tạo phải chính xác và lắp ghép sẽ khó khăn hơn so với phương án dùng bulông lắp có khe hở do tính lắp lẩn không cao.

Về phương pháp tính toán xác định đường kính bulông của mỗi ghép thì đây là bài toán khá phức tạp. Có thể giải bài toán trên cơ sở coi tải trọng ngoài cân bằng với tải trọng tác dụng lên nhóm bulông có khe hở khi xiết chặt và nhóm bulông không khe hở để xác định đường kính bulông.

ĐÁP ÁN NĂM 2008

Câu 1. (12 điểm)

1.1. a) (3đ) Trong truyền động bánh răng côn, nếu cắt bánh răng côn bởi mặt côn phụ thì được dạng răng gần giống với dạng răng của bánh răng trụ có bán kính vòng chia bằng chiều dài đường sinh mặt côn phụ. Bánh răng trụ này gọi là bánh răng tương đương với bánh răng côn.

Vì vậy sự ăn khớp của bánh răng côn có thể được thay thế bởi sự ăn khớp của bánh trụ răng thẳng tương đương.

Nếu ta thay thế qua tiết diện trung bình thì các thông số của cặp bánh trụ răng thẳng tương đương sẽ là:

$$r_{idi} = \frac{d_{tbi}}{2\cos \delta_i} \text{ là bán kính tương đương}$$

$$Z_{idi} = \frac{Z_i}{\cos \delta_i} \text{ là số răng tương đương}$$

$$m_{tb} = m_{te} (1 - 0,5K_{be}) \text{ là môđun trung bình với } K_{be} = b/R_e$$

Có cùng chiều rộng vành răng b.

Trong đó Z_i , m_e , b và δ_i (Với $i = 1, 2$) là các thông số của cặp bánh răng côn răng thẳng.

1.2. b) (3đ) Nếu thay thế qua tiết diện khác thì kết quả tính toán hoàn toàn không thay đổi vì ứng suất tiếp xúc (σ_H) và ứng suất uốn (σ_F) không thay đổi theo chiều dài răng (xem chứng minh ở câu 1.3).

Nếu thay thế bánh răng côn bằng bánh trụ răng thẳng tương đương qua tiết diện đáy lớn thì các thông số của bánh răng tương đương xác định như sau:

$$r_{tdi} = \frac{d_{ei}}{2 \cdot \cos \delta_i} \text{ là bán kính tương đương}$$

$$Z_{tdi} = \frac{Z_i}{\cos \delta_i} \text{ là số răng tương đương}$$

m_e là mô đun đáy lớn.

Và chiều rộng vành răng b , xác định như sau:

$$b' = \frac{bm_{tb}}{m_{te}} \quad \text{với } m_{tb} = m_{te}(1 - 0.5K_{be})$$

Do đó $b' = b(1 - 0.5K_{be})$ với $K_{be} = b/Re$.

Trong đó: Z_i , m_e , b và δ_i (Với $i = 1, 2$) là thông số của cặp bánh răng côn răng thẳng.

1.3. a) (3đ) Ứng suất tiếp xúc trên răng không thay đổi theo chiều dài răng.

b) Ứng suất tiếp xúc trên mặt răng được xác định theo công thức Héc:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho}} \quad (a)$$

Trong đó:

- Z_M : hệ số phụ thuộc vật liệu chế tạo bánh răng, với bánh răng bằng thép thì $Z_M = 275\sqrt{\text{MPa}}$.
- q_n : tải trọng riêng trên răng. Như chúng ta đã biết do độ cứng của răng không thay đổi dọc theo chiều dài răng, nên tải trọng riêng q trên mỗi đoạn răng tỷ lệ thuận với biến dạng nghĩa là với khoảng cách từ đoạn này đến đỉnh mặt nón hoặc đến trực bánh răng.

Khi tính qua tiết diện trung bình thì $q = 0,5(q_1 + q_2)$ và khoảng cách từ điểm tính toán đến trực là d_{tbl} và đến đỉnh côn là

$$(R_e - 0,5b) \quad (\text{b})$$

- ρ : bán kính cong tương đương. Trong tiết diện trung bình thì ρ xác định như sau:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{tbl} \sin \alpha} + \frac{2 \cos \delta_2}{d_{tbl} \sin \alpha}.$$

Sau khi biến đổi (xem tài liệu), ta thu được

$$\rho = \frac{ud_{tbl} \sin \alpha}{2\sqrt{u^2 + 1}} \text{ cũng tỷ lệ với } d_{tbl} \quad (\text{c})$$

Từ (b) và (c) ta có thể kết luận $q/\rho = \text{const}$, nghĩa là σ_H không phụ thuộc vào tiết diện tính toán.

c) Chứng minh σ_F cũng không thay đổi theo chiều dài răng.

Xét một đoạn răng có chiều dài $\Delta b = 1\text{mm}$.

- Ở mặt mút nhỏ:
bề rộng của răng s_1
cánh tay đòn lực uốn l_1
tải trọng tác dụng q_1

Khi đó ứng suất uốn sinh ra ở đáy răng ở mặt mút đáy nhỏ xác định theo công thức:

$$\sigma_{F1} = \frac{q_1}{s_1} \left(\frac{6 \cos \alpha_e l_1}{s_1} - \sin \alpha_e \right) \quad (a)$$

- Tương tự, ứng suất sinh ra ở đáy răng ở mặt mút đáy lớn có kích thước tương ứng lần lượt là: s_2 ; l_2 và q_2 sẽ là:

$$\sigma_{F2} = \frac{q_2}{s_2} \left(\frac{6 \cos \alpha_e l_2}{s_2} - \sin \alpha_e \right) \quad (b)$$

với α_e - góc ăn khớp ở đỉnh răng.

Vì các tiết diện răng đồng dạng nhau nên: $\frac{l_1}{l_2} = \frac{s_1}{s_2}$

Tài trọng tỷ lệ thuận với khoảng cách đến đỉnh mặt nón nên

$$\frac{q_1}{q_2} = \frac{R_e}{R_e - b}$$

Kích thước tiết diện răng tỷ lệ thuận với khoảng cách đến đỉnh mặt nón:

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{R_e}{R_e - b}$$

Thay vào (a) và (b), suy ra: $\sigma_{F1} = \sigma_{F2} = \sigma_F$.

Như vậy, ứng suất uốn cũng không thay đổi theo chiều dài răng.

1.4. Hệ số 0,85 trong các công thức tính sức bền bánh côn răng thẳng mang ý nghĩa gì? Vì sao?

Thực nghiệm cho thấy bộ truyền bánh răng côn chỉ có thể truyền được tải trọng bằng khoảng 0,85 tải trọng cho phép của bộ truyền bánh răng trụ tương đương.

Vì với truyền động bánh răng côn việc đảm bảo độ chính xác chế tạo là rất khó và ngay cả khi đảm bảo độ chính xác chế tạo thì đảm bảo sự trùng khớp khi lắp ghép cũng rất khó khăn.

Câu 2. (13d)

2.1. Công dụng của HGT trong hệ thống dẫn động máy.

HGT trong HDĐ có công dụng là để giảm tốc độ từ trục vào đến trục ra, đồng thời với việc giảm tốc độ mômen trên trục ra HGT tăng đồng nghĩa với lực kéo của bộ phận công tác tăng.

2.2. Nêu những ưu nhược điểm của HGT khai triển thường. Các giải pháp để khắc phục khi thiết kế các chi tiết trong HGT.

a) Các ưu nhược điểm của HGT khai triển thường:

Ưu điểm:

- Hộp có kết cấu đơn giản.
- Có nhiều phương án bố trí đầu vào và đầu ra.

Nhược điểm: Do bánh răng phân bố không đối xứng so với gối đỡ trực nên tải trọng riêng phân bố trên răng và tải trọng trên các gối cũng không đều nhau.

b) Các giải pháp khắc phục khi thiết kế các chi tiết:

- Cấp chính xác chế tạo nên chọn cao hơn đặc biệt cấp chính xác chế tạo bánh răng.
- Hệ số chiều rộng vành răng không nên lấy lớn nếu không yêu cầu giảm khích thước chiều dài hộp.
- Nên tăng đường kính trực để tăng độ cứng cho trực và do đó tải trọng phân bố trên răng sẽ đều hơn.

2.3. HGT khai triển có thể sử dụng các loại bánh răng trụ thẳng và nghiêng, tùy theo yêu mà có thể phối hợp các bánh răng như sau:

a) Sử dụng toàn răng thẳng khi công suất truyền, tốc độ làm việc nhỏ và không yêu cầu đặc biệt trong thiết kế.

b) Phối hợp một cặp là bánh răng trụ thẳng và cặp còn lại là bánh răng nghiêng. Trường hợp này có thể bố trí cấp nhanh là răng thẳng và cấp chậm là răng nghiêng khi tốc độ đầu vào HGT nhỏ,

nhưng tải lại lớn và yêu cầu về kích thước khuôn khổ của HGT. Ngược lại, khi tốc độ đầu vào lớn và yêu cầu làm việc êm thì nên bố trí cấp nhanh là răng nghiêng.

c) Sử dụng toàn răng nghiêng khi HGT cần truyền công suất lớn, tốc độ vào cao và yêu cầu kích thước HGT nhỏ gọn cũng như yêu cầu HDĐ làm việc êm.

Khi sử dụng toàn răng nghiêng thì hướng răng ở cấp nhanh và cấp chậm nên chọn sao cho tòng lực dọc trực là nhô nhất cụ thể hướng răng của bánh răng bị động cấp nhanh và bánh răng chủ động cấp chậm cần chọn cùng chiều.

2.4. Khi thiết kế bánh răng trong HGT, giá trị môđun của các cặp bánh răng nên chọn:

- Môđun các cặp nên chọn như nhau điều này cho phép có thể sử dụng một bộ dụng cụ để gia công răng các bánh răng.

- Thường môđun được chọn theo công thức kinh nghiệm sau:
 $m = (0,01 \dots 0,02)a_{\omega}$ sau đó chọn theo dây tiêu chuẩn, nên chọn dây 1 là dây ưu tiên.

- Trong dây đó nên chọn giá trị môđun nhỏ nhất nhưng cần đảm bảo điều kiện bền uốn sau:

$$\sigma_{F_i} < [\sigma_{F_i}] \text{ với } i = 1, 2.$$

Vì khi môđun nhỏ thì:

- Bánh răng làm việc sẽ êm hơn do hệ số trung khớp ϵ_a lớn hơn.
- Bánh răng có tính công nghệ cao hơn
- Bánh răng có kích thước nhỏ hơn
- Đối với các bộ truyền lực nên chọn $m > 1,5\text{mm}$ để phòng gãy răng do răng bị mài mòn.

Câu 3. (17d)

3.1. Xác định lực xiết cần thiết V trên mỗi bulông?

Do vòng kẹp mềm hình dạng bề mặt tiếp xúc có dạng trụ với áp lực p phân bố đều trên bề mặt tiếp xúc nên lực xiết V trên mỗi bu lông được xác định theo công thức:

$$V = kT/\pi zfd \text{ với } T = Fl_1$$

$$\text{Vậy: } V = kFl_1/\pi zfd = 1,3 \cdot 3000 \cdot 400 / \pi \cdot 2 \cdot 0,2 \cdot 60 = 20700,6 \text{ N}$$

3.2. Xác định đường kính bulông nếu vật liệu bulông là thép có cấp bền 8.8 (giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 640 \text{ MPa}$, hệ số an toàn s = 2,5).

Đường kính bulông xác định theo công thức:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot V}{\pi [\sigma_k]}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 20700,6}{\pi \cdot 256}} = 11,57 \text{ mm}$$

$$\text{Trong đó } [\sigma_k] = \sigma_{ch}/s = 640/2,5 = 320 \text{ MPa.}$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn bu lông M16 x 1,5 có $d_1 = 13,835 \text{ mm}$.

3.3. Khi làm việc, mối hàn sẽ chịu đồng thời các tải trọng là $T = Fl_1$; $M = Fl_2$ và lực F nên ứng suất trong mối hàn được xác định như sau: $\tau = \tau_F + \tau_T + \tau_M$

Suy ra điều kiện bền mối hàn:

$$\tau = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_T^2 + \tau_M^2} \leq [\tau] \quad (\text{a})$$

Trong đó: $[\tau]$ là ứng suất cho phép của mối hàn khi chịu ứng suất không đổi, xác định theo:

$$[\tau] = 0,6[\sigma_k] = 0,6 \cdot 157 = 94,2 \text{ MPa}$$

- τ_F ứng suất do lực cắt F gây ra, xác định theo:

$$\tau_F = \frac{kF}{A}$$

$$\text{Với } A \text{ diện tích mối hàn} \quad A = \pi D k_m = 3,14 \cdot 80 \cdot k_m$$

$$= 251,2 k_m \approx 251 k_m$$

$$\text{Do đó } \tau_F = \frac{kF}{A} = \frac{kF}{251.k_m} = 0,004.k.F/k_m$$

- τ_T ứng suất do mômen xoắn $T = Fl_1$ gây ra, xác định theo

$$\tau_T = kTR/J$$

$$\text{Với } J = I_{xx} + I_{yy}$$

Do tính đối xứng nên:

$$I_{xx} = I_{yy} = \pi.0,7k_m.R^3$$

$$\text{Và } J = 2I_{xx} = 2\pi0,7k_m.R^3 \text{ và với } R = 0,5.D$$

$$\text{Vậy } \tau_T = \frac{kTR}{J} = \frac{2kT}{0,7\pi k_m D^2}$$

Thay $T = Fl_1 = F400$ và $D = 80\text{mm}$ ta được:

$$\tau_T = \frac{2kT}{0,7\pi k_m D^2} = 0,056 \frac{kF}{k_m}$$

- τ_M ứng suất do $M = Fl_2$ gây ra, xác định theo

$$\tau_M = kMy/l = M/W_u$$

Do kích thước cạnh hàn nhỏ hơn nhiều so với đường kính D nên có thể tính W_u như sau:

$$W_u \approx \pi D^2 0,7 k_m / 4$$

và với $M = fl_2 = F200$ và $D = 80$ ta được:

Trong các công thức (b); (c) và (d), k là hệ số tập trung tải trọng theo chiều dài cạnh hàn và $k = 3$.

Thay các giá trị từ (b); (c) và (d) vào (a), suy ra k_m :

Tuy nhiên, nhìn vào giá trị của τ_F ; τ_M và τ_T ta thấy giá trị của $\tau_F < \tau_M$ và τ_T nên có thể bỏ qua đại lượng này và công thức (a) có dạng đơn giản như sau:

$\tau = \sqrt{\tau_m^2 + \tau_t^2} \leq [\tau]$ thay các giá trị vào ta được:

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{0,056 \cdot k \cdot F}{k_m}\right)^2 + \left(\frac{0,056 \cdot k \cdot F}{k_m}\right)^2} = \frac{k \cdot F}{k_m} \cdot \sqrt{5,6 \cdot 10^{-3}} \leq [\tau]$$

Vậy $k_m \geq 0,0748 \frac{kF}{[\tau]} = 0,0748 \frac{3,3000}{94} = 7,58 \text{ mm}$

Chọn chiều dày cạnh hàn $k_m = 8 \text{ mm}$.

3.4. Khi tải trọng F thay đổi từ F_{\min} đến F_{\max} :

a) Đối với mối ghép bulông: không cần tính mối ghép theo độ bền mài nhưng cần xác định lại lực xiết và kiểm tra điều kiện bền tĩnh của bulông do hệ số an toàn xiết chặt khi chịu tác dụng của tải trọng thay đổi được chọn lớn hơn: $k = 1,5 \dots 4$.

b) Đối với mối hàn: Do ứng suất trong mối hàn sẽ thay đổi từ τ_{\min} đến τ_{\max} , vì vậy mối hàn có thể bị hỏng do mài. Trong trường hợp này cần kiểm tra mối hàn về độ bền mài theo điều kiện:

$$\tau \leq [\tau] \quad (a)$$

Trong đó:

$[\tau]$: Ứng suất cho phép khi mối hàn chịu ứng suất thay đổi: $[\tau] = \gamma[\tau]$

$[\tau]$: Ứng suất cho phép của mối hàn khi chịu ứng suất không đổi, đã xác định ở trên.

γ : Hệ số giảm ứng suất cho phép xác định theo công thức:

$$\gamma = \frac{1}{(aK_\tau \pm b) - (aK_\tau \mp b)r}$$

Trong đó:

K_τ : Hệ số tệp trung ứng suất phụ thuộc vào kết cấu mối hàn và vật liệu hàn.

a,b các hệ số phụ thuộc vật liệu hàn

τ hệ số tính chất chu kỳ $\tau = \tau_{\min}/\tau_{\max}$.

Nếu điều kiện (a) thỏa mãn thì mối ghép không bị phá hỏng, ngược lại cần phải tăng chiều dày cạnh hàn k_m .

ĐÁP ÁN NĂM 2009

Bài 1.

1.1. - Khi a tăng thì khả năng tải tăng:

Giải thích: Khi a tăng thì góc ôm đai tăng
 $(\alpha_1=180^0-57(d_2-d_1)/a)$.

Từ công thức $F_t = \frac{2F_0(e^{f\alpha_1}-1)}{(e^{f\alpha_1}+1)} = 2F_0\left(1 - \frac{2}{(e^{f\alpha_1}+1)}\right)$ (góc trượt α

lớn nhất bằng góc ôm đai α_1) khi tăng α_1 thì F_t tăng lên có nghĩa là tăng khả năng tải.

- Khi a tăng thì L_h sẽ tăng:

Giải thích: Vì khi a tăng thì L tăng và số vòng chạy của đai i = v/l giảm. Tuổi thọ L_h tỷ lệ nghịch với i, do đó khi a tăng thì tuổi thọ đai tăng.

1.2. - Trong mối ghép ren thì ma sát là có ích, trong bộ truyền vít - đai ốc ma sát là có hại. Do đó, ta tìm các biện pháp để tăng ma sát trong mối ghép ren và giảm ma sát trong bộ truyền vít – đai ốc.

- Hệ số ma sát, phụ thuộc vào hình dạng bề mặt được xác định theo công thức: $f' = \frac{f}{\cos(\alpha/2)} = \frac{f}{\cos\beta}$ với α là góc ở đỉnh ren.

- Đối với ren tam giác hệ mét $\alpha = 60^0$, do đó $f' = 1,15f$.

- Ren thang góc ở đỉnh nhỏ hơn 60^0 , đối với ren vuông: $f=f'$.

Do đó đối với mối ghép ren nên sử dụng ren tam giác, bộ truyền vít = - đai ốc - nên sử dụng ren thang và vuông có hệ số ma sát nhỏ hơn ren tam giác.

1.3. a) Điều kiện lưỡi cưa không bị trượt:

$$T_{ms} = F_{ms}D_2/2 \geq T_c = F_cD_1/2$$

$$F_{ms}D_2/2 = KF_cD_1/2$$

Mặt khác $F_{ms} = 2fV$ (vì hai mặt tiếp xúc), từ đây suy ra:

$$2fVD_2 = KF_cD_1$$

Hoặc lực xiết

$$V = KF_cD_1/2fD_2$$

$$V = 1,5.5000.400/(2.0,2.120) = 62500 \text{ N}$$

b) Đường kính d_1 được xác định theo công thức:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4.1,3.V}{\pi[\sigma_k]}} = \sqrt{\frac{4.1,3.62500}{\pi.150}} = 26,36 \text{ mm}$$

Chọn M36 với $d_1 = 31,670 \text{ mm}$

Bài 2.

2.1. a) Hệ số đường kính q được tính theo công thức sau:

$$q = d_1/m$$

Trong đó d_1 là đường kính chia của trực vít, m là môđun.

Ngoài môđun m , trong bộ truyền trực vít còn sử dụng q là vì khi chế tạo bánh vít phải dùng dao phay lăn có hình dạng và kích thước (trừ đường kính đỉnh dao) giống trực vít sẽ ăn khớp với bánh vít. Do đó kích thước bánh vít không những phụ thuộc vào môđun m mà còn phụ thuộc đường kính dao. Để hạn chế số lượng dao và dùng dao tiêu chuẩn, người ta đưa vào hệ số đường kính q và tiêu chuẩn q .

b) Xác định các thông số ăn khớp của bộ truyền:

- Vì $u = 20$ nên chọn $z_3 = 2$,

khi đó $z_4 = uz_3 = 20.2 = 40$ răng $> z_{\min} = 28 \dots 30$ răng

- Chọn sơ bộ

$$q = (0,22 \dots 0,4)z_4 = 8,8 \dots 16.$$

Lấy giá trị tiêu chuẩn $q = 10$

- Tính módun

$$m = 2a_w/(q + z_4) = 2.200/(10 + 40) = 8\text{mm}.$$

Chọn m tiêu chuẩn $m = 8\text{ mm}$

- Đường kính

$$d_4 = mz_4 = 8.40 = 320\text{mm}$$

- Tính lại

$$a_w = m(q+z_4)/2 = 8(10+40)/2 = 200,$$

do đó không cần dịch chỉnh.

- Góc vít

$$\gamma = \arctg(z_3/q) = \arctg(2/10) = 11,31^\circ$$

c) Hiệu suất

Vận tốc trượt:

$$v_s = \frac{mn_{II}}{19100} \sqrt{z_3^2 + q^2} = \frac{8.20.37}{19100} \sqrt{2^2 + 10^2} = 3,1 \text{ m/s}$$

$$f' = \frac{0,048}{v_s^{0,36}} = 0,032,$$

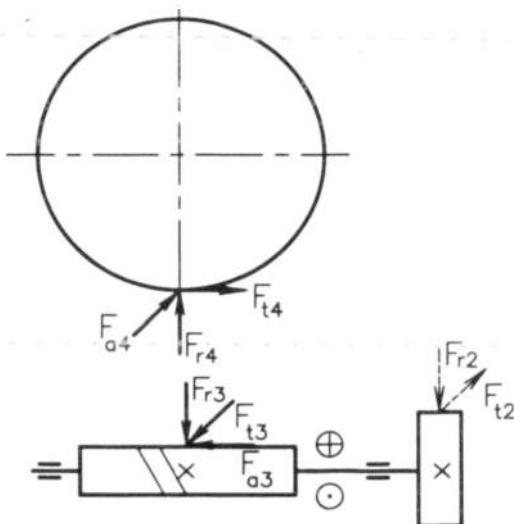
Suy ra $\phi' = \arctg f' = \arctg(0,032) = 1,83^\circ$.

Hiệu suất η theo công thức:

$$\eta = (0,9 + 0,95) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}$$

$$\eta = (0,9 \dots 0,95) \frac{\operatorname{tg} 11,31}{\operatorname{tg}(11,31 + 1,83)} = 0,77 \dots 0,81$$

d) Phương chiêu các lực tác dụng được xác định như hình 2.13:



Hình 2.13

Giá trị các lực tính theo các công thức:

$$F_{t4} = F_{a3} = \frac{2T_{III}}{d_4} = \frac{2 \cdot 1000000}{320} = 6250 \text{ N}$$

$$F_3 = F_{a4} = F_{t4} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 6250 \cdot \operatorname{tg}(11,31 + 1,83) = 1459 \text{ N}$$

$$F_3 = F_{r4} = F_{t4} \operatorname{tg} \alpha = 6250 \cdot \operatorname{tg} 20 = 2274,8 \text{ N}$$

hoặc $F_{r3} = F_{r4} = F_{t4} \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma = 6250 \cdot \operatorname{tg} 20 / \cos 11,31 = 2320 \text{ N}$

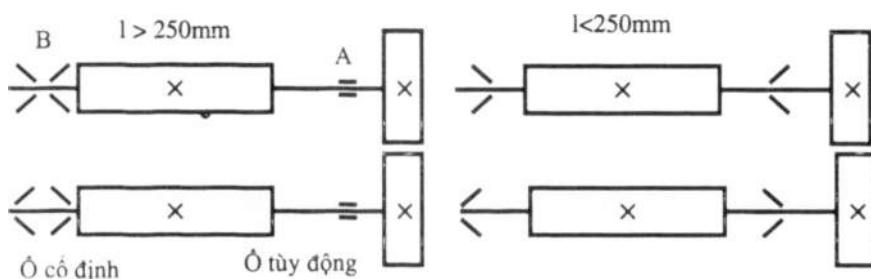
e) Lựa chọn phương án bố trí ô cho trục II (ô của trục vít)

Do bộ truyền trục vít bánh vít có vận tốc trượt lớn, khó hình thành màng dầu bôi trơn, sinh nhiệt nhiều cho nên gây ra biến dạng

nhiệt đáng kể cho trục vít. Do đó, sơ đồ bố trí ô trục vít phải đảm bảo ô không bị kẹt do biến dạng nhiệt:

1) Khi $l > 250$ mm thì người ta bố trí một gối cố định để không chế sự di chuyển về hai phía của trục (ô này chịu lực dọc trục) và một gối tùy động cho phép trục di chuyển cả về hai phía do đó khi biến dạng nhiệt trục tự do di chuyển đến vị trí mới cần thiết tương ứng với độ dân dài trục nên tránh được hiện tượng kẹt ô.

Sơ đồ bố trí như hình 2.14:



Hình 2.14

+ Gối ô A thường chọn là gối tùy động và có thể lựa chọn các loại ô: bi đỡ, đũa trụ ngắn đỡ, bi đỡ lồng cầu hai dây, đũa đỡ lồng cầu hai dây... Gối ô B có thể lựa chọn các ô sau: 2 ô đũa côn đỡ chặn hoặc hai ô bi đỡ chặn bố trí theo kiểu chữ "X" hoặc "O".

2) Khi $l < 250$ mm do chiều dài nhỏ nên biến dạng nhiệt không lớn vì vậy có thể bố trí ô theo hai sơ đồ chữ "X" hoặc "O" như vậy mỗi gối sẽ hạn chế di chuyển trục về một phía. Sử dụng ô đũa côn hoặc bi đỡ chặn.

Bài 3

3.1. Áp suất trên bề mặt ghép xác định theo công thức:

$$p = \frac{\delta_{t \max}}{\left[d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \right]}$$

Trong đó: $\delta_{t\max} = \delta_{\max} - 1,2(R_{z_1} + R_{z_2})$,

$$\delta_{\max} = 21 + 15 = 36 \mu\text{m}$$

$$\delta_{\max} = 36 - 1,2(12,5 + 6,3) = 13,44 \mu\text{m}$$

$$C_1 = \frac{\left[1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right]}{\left[1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2\right]} - \mu_1 = \frac{\left[1 + \left(\frac{0}{60}\right)^2\right]}{\left[1 - \left(\frac{0}{60}\right)^2\right]} - 0,3 = 0,7$$

$$C_2 = \frac{\left[1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2\right]}{\left[1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2\right]} + \mu_2 = \frac{\left[1 + \left(\frac{60}{80}\right)^2\right]}{\left[1 - \left(\frac{60}{80}\right)^2\right]} + 0,3 = 3,87$$

Vì vật liệu ô vòng trong ô là thép, cho nên $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$.
Suy ra:

$$p = \frac{\delta_{t\max}}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{13,44 \cdot 10^{-3}}{60 \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{3,87}{2,1 \cdot 10^5} \right)} = 10,29 \text{ MPa}$$

Để tháo ô lăn ra khỏi trục ta cần phải tạo lực **dọc trục F_a** lớn nhất bằng lực ma sát F_{ms} :

$$F_a = F_{ms} = f \pi d l p = 0,16 \cdot \pi \cdot 60 \cdot 31 \cdot 10,29 = 9620,5 \text{ N}$$

3.2. a) Từ công thức $p = \frac{F_a}{\pi d_2 h z} \leq [p]$

Ta suy ra: $F_a \leq [p] \pi d_2 h z$

Trong đó: $\pi d_2 h$ - diện tích bề mặt tiếp xúc một vòng ren;

h - chiều cao làm việc biên dạng ren;

z - số vòng ren $z = H/p_s$,

Với H - chiều cao đai ốc;
 p_s - bước ren;
 $[p]$ - áp suất cho phép.

Thay thế $\psi_H = H/d_2$ gọi là hệ số chiều cao đai ốc và $\psi_h = h/p_s$,
hệ số chiều cao ta có:

$$F_a = d_2^2 \pi \psi_H [p] \psi_h = 23^2 \pi \cdot 2 \cdot 6 \cdot 0,5 = 9971,4 \text{ N}$$

b) Bò qua ma sát trên đầu vít, mômen xoắn trên vít được xác định theo công thức:

$$T = F_a \left(\frac{d_2}{2} \right) \operatorname{tg}(\gamma + \rho') = F_l l$$

Từ đây suy ra: $l = \left(\frac{F_a d_2}{2 F_{tq}} \right) \operatorname{tg}(\gamma + \rho')$

$$= \left(\frac{23}{2.200} \right) \operatorname{tg}(1,59 + 6,84) = 102,3 \text{ mm}$$

Trong đó $\operatorname{tg}\gamma = \frac{P_{z1}}{\pi d_2} = \frac{Z_1 P_s}{\pi d_2} = \frac{1 \cdot 2}{\pi \cdot 23} = 0,027679$, suy ra $\gamma = 1,59^\circ$

Góc ma sát: $\rho' = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg} 0,12 = 6,84^\circ$

Bài 4.

4.1. a) Ứng suất tiếp xúc trên bề mặt răng cặp cấp nhanh và chậm:

$$\sigma_{H12} = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2 T_1 K_{H12} (u_{12} + 1)}{d_{w1}^2 b_{1w} u_{12}}}$$

Và $\sigma_{H34} = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2 T_{II} K_{H34} (u_{12} + 1)}{d_{w3}^3 b_{2w} u_{34}}}$

Để đảm bảo độ bền đều thì các giá trị ứng suất bằng nhau, khi đó:

$$Z_M Z_H Z_e \sqrt{\frac{2T_I K_{H12}(u_{12} + 1)}{d_{w1}^2 b_{1w} u_{12}}} = Z_M Z_H Z_e \sqrt{\frac{2T_H K_{H34}(u_{34} + 1)}{d_{w3}^2 b_{2w} u_{34}}}$$

Vì $a_{w1} = a_{w2}$ và $d_{w1} = d_{w3}$, $d_{w2} = d_{w4}$ cho nên $u_{12} = u_{34}$

Và $K_{H12} = K_{H34}$,

$$\text{Suy ra } \frac{T_I}{b_{1w}} = \frac{T_H}{b_{2w}}$$

$$\text{Vì } T_H = T_I u_{12} \text{ và } u_{12} = u_{34} = \sqrt{u_{\text{hgt}}}.$$

Từ đây:

$$b_{1w} = \frac{b_{2w}}{u_{12}} = \frac{b_{2w}}{\sqrt{u_{\text{hgt}}}}$$

b) Đối với HGT hai cấp đồng trực, đầu tiên tính cấp chậm trước, sau đó chọn chiều rộng cấp nhanh theo hệ số ψ_{ba} . Nếu ψ_{ba} nằm trong khoảng 0,25...0,5, nên chiều rộng chọn nhỏ nhất

$$b_{1w\min} = \frac{\Psi_{ba1\min}}{\Psi_{ba2\max}} b_{2w} = 0,5 b_{2w}.$$

Chiều rộng lớn nhất theo điều kiện bên đều

$$b_{1w\max} = \frac{b_{2w}}{\sqrt{u_{\text{hgt}\min}}} = \frac{b_{2w}}{\sqrt{8}}$$

Vì giá trị nhỏ nhất chiều rộng được chọn $b_{1w\min} = 0,5 b_{2w} > \frac{b_{2w}}{\sqrt{8}}$

$b_{1w\max}$ là chiều rộng lớn nhất theo độ bền đều, cho nên khả năng tải cấp nhanh của hộp giảm tốc hai cấp đồng trực không dùng hết.

4.2. a) Môđun $m = 2\text{mm}$, Suy ra

$$z_1 = \frac{2a_w}{m(u_{12} + 1)} = \frac{200}{1,56} = 128,2 \text{ chọn } z_1 = 128 \text{ răng}$$

Từ điều kiện khoảng cách trực $a_{w34} = a_{w56} = a_{w12}$, do bánh răng thẳng và không dịch chỉnh thì tổng số răng

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4 = z_5 + z_6 = \frac{2a_w}{m} = \frac{2.200}{2} = 200$$

Suy ra $z_2 = 200 - 128 = 72$ răng

Sai số tỷ số truyền:

$$\begin{aligned}\Delta u &= \left(\frac{72}{128} - 0,56 \right) 100\% / 0,56 \\ &= (0,5625 - 0,56) 100\% / 0,56 = 0,45\%\end{aligned}$$

thỏa điều kiện $\Delta u \leq 3\%$

- Tương tự:

$$z_3 = \frac{2a_w}{m(u_{34} + 1)} = \frac{2.200}{2.2,12} = 94,3 \text{ chọn } z_3 = 94$$

Để đảm bảo đồng tâm thì:

$$z_4 + z_3 = z_2 + z_1$$

Suy ra

$$z_4 = (z_2 + z_1) - z_3 = 200 - 94 = 106 \text{ răng}$$

Sai số tỷ số truyền:

$$\begin{aligned}\Delta u &= \left(\frac{106}{94} - 1,12 \right) 100\% / 1,12 \\ &= (1,1277 - 1,12) 100\% / 1,12 = 0,68\%\end{aligned}$$

thỏa điều kiện $\Delta u \leq 3\%$

- Tương tự:

$$z_5 = \frac{2a_w}{m(u_{56} + 1)} = \frac{2.200}{2.4,16} = 48,1 \text{ chọn } z_5 = 48$$

Để đảm bảo đồng tâm thì:

$$z_6 + z_5 = z_2 + z_1$$

Suy ra

$$z_6 = (z_2 + z_1) - z_5 = 200 - 48 = 152 \text{ răng}$$

Sai số tỷ số truyền:

$$\begin{aligned}\Delta u &= \left(\frac{152}{48} - 3,16 \right) 100\% / 3,16 \\ &= (3,1667 - 3,16) 100\% / 3,16 = 0,21\%\end{aligned}$$

thỏa điều kiện $\Delta u \leq 3\%$

b) Từ công thức:

$$\sigma_{H12} = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2T_I K_H (u_{12} + 1)}{d_w^2 b_{12} u_{12}}}$$

$$\sigma_{H34} = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2T_I K_H (u_{34} + 1)}{d_w^2 b_{34} u_{34}}}$$

$$\sigma_{H56} = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2T_I K_H (u_{56} + 1)}{d_w^2 b_{56} u_{56}}}$$

Để đảm bảo độ bền đều:

$$\sigma_{H12} = \sigma_{H34} = \sigma_{H56}$$

Suy ra:

$$b_{56} = \frac{d_w^2 b_{12} u_{12} (u_{56} + 1)}{d_w^2 b_{34} u_{34} (u_{12} + 1)}$$

$$b_{34} = \frac{d_{w1}^2 b_{12} u_{12} (u_{34} + 1)}{d_{w3}^2 u_{34} (u_{12} + 1)}$$

Vì $d_{w1} = \frac{2a_w}{(u_{12} + 1)}$, $d_{w3} = \frac{2a_w}{(u_{34} + 1)}$, $d_{w5} = \frac{2a_w}{(u_{56} + 1)}$

Do đó, đối với từng cặp bánh răng:

$$\begin{aligned} b_{34} &= b_{12} \frac{d_{w1}^2 u_{12} (u_{34} + 1)}{d_{w3}^2 u_{34} (u_{12} + 1)} = b_{12} \frac{(u_{34} + 1)^3 u_{12}}{(u_{12} + 1)^3 u_{34}} \\ &= 20 \cdot \frac{(1,12 + 1)^3 0,56}{(0,56 + 1)^3 1,12} = 20,1,255 = 25,1\text{mm} \end{aligned}$$

hoặc theo tỷ số truyền thực:

$$b_{34} = 20 \cdot \frac{(1,1277 + 1)^3 0,5625}{(0,5625 + 1)^3 1,1277} = 20,1,2595 = 25,19\text{mm}$$

$$b_{56} = b_{12} \frac{d_{w5}^2 u_{12} (u_{56} + 1)}{d_{w1}^2 u_{56} (u_{12} + 1)}$$

$$b_{56} = b_{12} \frac{u_{12} (u_{56} + 1)^3}{u_{56} (u_{12} + 1)^3 u_{56}} = 20,3,36 = 67,2\text{mm}$$

hoặc theo tỷ số truyền thực:

$$b_{56} = 20 \cdot \frac{(3,1667 + 1)^3 0,5625}{(0,5625 + 1)^3 3,1667} = 20,3,3685 = 67,37\text{mm}$$

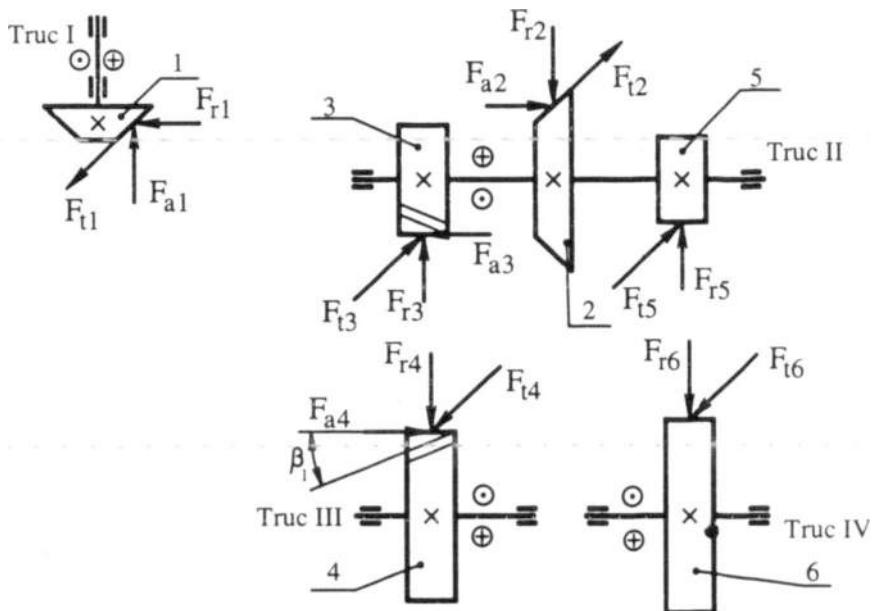
Chú ý: Câu 4.1 và 4.2 có thể giải theo khoảng cách trực:

$$a_w = 50(u \pm 1) \sqrt{\frac{T K_H}{\Psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}} \text{ suy ra kết quả tương tự.}$$

ĐÁP ÁN NĂM 2010

Bài 1.(12đ)

1.1. (3đ) Phân tích lực tác dụng lên các cặp bánh răng như hình 2.15:



Hình 2.15

1.2. (2đ) Khi thay đổi chiều quay trục I làm thay đổi chiều của lực dọc trục F_{a3} , F_{a4} bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng và tất cả lực vòng các bộ truyền bánh răng.

Đổi chiều lực dọc trục F_{a3} , F_{a4} dẫn đến làm thay đổi trị số và chiều của mômen và các phản lực trên trục II và III, kết quả làm thay đổi đường kính tính toán của trục và cỡ ô lăn.

1.3. (4 đ) Khi bộ truyền làm việc với chế độ tải trọng thay đổi theo bậc: Kim loại sẽ hoàn toàn bị phá hỏng khi:

$$\sum \left(\frac{n_i}{N_i} \right) = a$$

trong đó $n_1', n_2' \dots n_n'$ là số chu kỳ làm việc với các ứng suất $\sigma_1, \sigma_2, \dots \sigma_n$ (sinh ra dưới tác dụng của các tải trọng $F_1, F_2 \dots F_n$). Thông thường $a = 1$.

Nhân tử số và mẫu số công thức trên cho σ_i^m :

$$\left(\sum \frac{\sigma_i^m n_i'}{\sigma_i^m N_i} \right) = 1 \quad \text{vì } \sigma_i^m N_i = \sigma_i^m N_0,$$

Cho nên: $\sum (\sigma_i^m n_i') = \sigma_i^m N_0$

Để chuyển chế độ làm việc không ổn định của chi tiết máy về chế độ ổn định có ứng suất σ_L tương ứng với tuổi thọ tương đương N_{LE} theo mối quan hệ sau:

$$\sigma_L^m N_{LE} = \sigma_i^m N_0 \text{ suy ra: } \sum (\sigma_i^m n_i') = \sigma_{\max}^m N_{LE}$$

Từ đây rút ra: $N_{LE} = \sum \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right)^m n_i'$

Vì $n_i' = c60t_i n_b$, do đó N_{LE} có thể xác định như sau:

$$N_{LE} = 60c \sum \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right)^m t_i n_i$$

Đối với bộ truyền bánh răng, do ứng suất uốn σ_F tỷ lệ thuận với mômen xoắn T , ứng suất tiếp xúc σ_H tỷ lệ với \sqrt{T} cho nên:

$$N_{HE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{m_H/2} t_i n_i$$

và $N_{FE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{m_F} t_i n_i$

- Nếu bánh răng làm việc với chế độ tải trọng và số vòng quay n không đổi:

$$N_{HE} = N_{FE} = 60cnL_h$$

Trong đó: c - số lần ăn khớp của răng trong mỗi vòng quay.

Khi bộ truyền làm việc với chế độ tải trọng thay đổi liên tục:

$$N_{HE} = K_{HE}N_{\Sigma}; N_{FE} = K_{FE}N_{\Sigma}$$

trong đó $N_{\Sigma} = 60c\sum n_i t_i$, khi bộ truyền làm việc với số vòng quay n không đổi thì $N_{\Sigma} = 60cnL_h$

1.4. (3d). Sự phụ thuộc của kết cấu bánh răng bằng thép vào kích thước bánh răng:

- Khi đáy răng chênh lệch không nhiều so với đường kính trực thì thường chế tạo bánh răng liền trực.
- Khi đường kính định răng ($d_a \leq 150\text{mm}$): bánh răng chế tạo từ phôi rèn, làm rời và liền khối (không khoét lõm) rồi lắp lên trực.
- Khi đường kính định răng lớn ($d_a \leq 600\text{mm}$): bánh răng chế tạo từ phôi rèn hoặc dập và có khoét lõm bánh răng để giảm khối lượng và làm cho cơ tính của bánh răng được đồng đều hơn.
- Khi đường kính định răng rất lớn ($d_a > 600\text{mm}$): nếu sản suất đơn chiếc hoặc loạt nhỏ thì bánh răng được chế tạo vành răng riêng, sau đó ghép với thân bằng hàn, bulông,...; nếu sản xuất loạt lớn đúc.

Các hình minh họa (vẽ phác bằng tay bốn hình).

Bài 2. (10 d)

2.1. (4d). Do tác dụng của lực ép F_a trên mặt côn xuất hiện áp suất p và lực ma sát riêng p_f . Lực ma sát hướng tiếp tuyến với các vòng tròn trên mặt côn. Xét phương trình cân bằng lực nứa ly hợp bên trái:

$$F_a = pb\pi D_m \sin\alpha; T_{ms} = KT = \frac{pb\pi D_m^2}{2} f$$

Từ hai phương trình trên, suy ra:

$$KT = F_a \left(\frac{D_m}{2} \right) \frac{f'}{\sin \alpha} = \frac{F_a D_m f'}{2}$$

Suy ra: $F_a = \frac{2KT}{f' D_m}$ trong đó $f' = f / \sin \alpha$ là hệ số ma sát quy đổi.

Thay thế các giá trị vào ta có:

$$F_a = \frac{2KT}{f' D_m} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 120000 \cdot \sin 18^\circ}{0,3 \cdot 160} = 2317,6 \text{ N}$$

Nếu α càng nhỏ thì f' càng lớn và lực ép F_a càng giảm. Do đó, nếu F_a không đổi khi giảm α làm tăng khả năng tải của ly hợp. Tuy nhiên để tránh ly hợp tự hãm, gây khó khăn cho việc đóng mở ly hợp, không nên lấy α nhỏ hơn góc ma sát tĩnh.

2.2. (4 đ). Ứng suất lớn nhất dây lò xo:

$$\tau_{\max} = \frac{8FK_w D}{\pi d^3} \leq [\tau]$$

Trong đó K_w gọi là hệ số Wahl:

$$K_w = \frac{(4c - 1)}{(4c - 4)} + \frac{0,615}{c}$$

$$\text{hoặc } K_w = \frac{(4c + 2)}{(4c - 3)}$$

Từ đây suy ra:

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{K_w F_{\max} c}{[\tau]}}$$

- Thay thế các giá trị cho trước vào ta có:

$$K_w = \frac{(4.6 - 1)}{(4.6 - 4)} + \frac{0,615}{6} = 1,2525$$

$$\text{hoặc } K_w = \frac{(4.6 + 2)}{(4.6 - 3)} = 1,2381$$

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{K_w F_{max} c}{[\tau]}} = 1,6 \sqrt{\frac{1,2525.3000.6}{800}} = 8,49\text{mm}$$

hoặc 8,44mm

Chon d = 9mm theo dây tiêu chuẩn. Từ đây suy ra:

$$D = d.c = 9.6 = 54\text{mm.}$$

2.3. (2đ). Các biện pháp chống tháo lỏng đai ốc đầu trực 5.

Có nhiều biện pháp để hầm, dựa theo các nguyên tắc sau:

- Ren bước nhở
- Ren ngược chiều của trực.
- Tạo thêm ma sát phụ giữa ren bulông và đai ốc:
 - Sử dụng hai đai ốc
 - Sử dụng đai ốc tự hầm: đai ốc tự hầm, đai ốc hầm ống kẹp đàn hồi dạng côn
 - Sử dụng vòng đệm vênh ma sát phụ được tạo nên do lực đàn hồi của vòng đệm.
- Dùng các chi tiết máy phụ để cố định đai ốc với trực: chốt chè, vòng đệm gấp... Nhược điểm chính là không thể điều chỉnh liên tục lực xiết mà phải theo từng nấc.

Bài 3 (18đ)

3.1. (6 đ). Tìm công thức tông quát xác định trọng tâm mồi hàn, chiều cao mồi hàn k_1 giữa tấm 1 và cột 2. Xác định giá trị k_1 (hình 2.16).

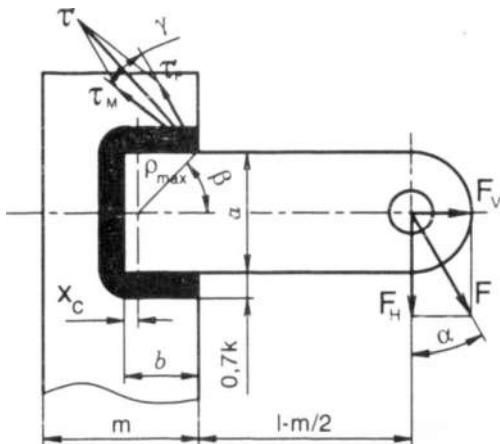
a) Trọng tâm mồi hàn:

Đặt $0,7k_1 = t_1$. Trọng tâm mồi ghép hàn:

$$x_c = \frac{S_y}{A} = \frac{\sum A_i x_i}{A}$$

$$= \frac{t_1(b^2 - t_1 a)}{t_1(a + 2b)} = \frac{(b^2 - t_1 a)}{(a + 2b)}$$

Vì t_1 rất nhỏ so với b , suy ra: $x_c \approx \frac{b^2}{a + 2b}$



Hình 2.16

b) Công thức xác định chiều cao mối hàn:

Mômen uốn tác dụng lên mối hàn (hàn hai mặt):

$$M = \frac{F}{2} \cos \alpha \left(l - \frac{m}{2} + b - x_c \right)$$

Khoảng cách từ trọng tâm đến vị trí nguy hiểm nhất:

$$\rho_{\max} = \sqrt{\frac{a^2}{4} + (b - x_c)^2}$$

Mômen quán tính J_p :

$$J_p = t_1 \left[\left(\frac{a^3}{12} + ax_c^2 \right) + 2 \left[\frac{b(b - 2x_c)^2}{4} + \frac{b^3}{12} + \frac{a^2 b}{4} \right] \right]$$

hoặc rút gọn thành

$$J_p = t_1 \left[\left(\frac{a^3}{12} + ax_c^2 \right) + 2 \left[\frac{(b - x_c)^3 + x_c^3}{3} + \frac{a^2 b}{4} \right] \right]$$

Từ đây suy ra ứng suất do mômen M:

$$\tau_M = \frac{M \rho_{max}}{J_p}$$

Ứng suất do lực F/2:

$$\tau_F = \frac{(F/2)}{A} = \frac{F}{2(2b+a)t_1}$$

Chiều cao mối hàn được xác định từ ứng suất tổng cộng:

$$\tau' = \sqrt{\tau_M^2 + \tau_F^2 + 2\tau_M \tau_F \cos \gamma} \leq [\tau']$$

với $\gamma = \beta - \alpha$ và $\tan \beta = \frac{a}{2(b - x_c)}$

c) Thay thế các giá trị vào ta có:

$$x_c \approx \frac{b^2}{a + 2b} = 45 \text{ mm}$$

$$\rho_{max} = \sqrt{\frac{200^2}{4} + (150 - 45)^2} = 145 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} M &= \left(\frac{F}{2} \right) \cos \alpha \left(1 - \frac{m}{2} + b - x_c \right) \\ &= \left(\frac{5000}{2} \right) \cos 30^\circ \left(800 - \frac{300}{2} + 150 - 45 \right) = 1634623 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 J_p &= t_1 \left\{ \left(\frac{a^3}{12} + ax_c^2 \right) + 2 \left[\frac{(b - x_c)^3 + x_c^3}{3} + \frac{a^2 b}{4} \right] \right\} \\
 &= 4904166,7t_1 \\
 &= t_1 \left\{ \left(\frac{200^3}{12} + 200 \cdot 45^2 \right) + 2 \left[\frac{(150 - 45)^3 + 45^3}{3} + \frac{200^2 \cdot 150}{4} \right] \right\}
 \end{aligned}$$

$$\tau_M = \frac{M \rho_{max}}{J_p} = \frac{1634623 \cdot 145}{4904166,7t_1} = \frac{48,33}{t_1}$$

$$\tau_F = \frac{F / 2}{(2b + a)t_1} = \frac{5000 / 2}{(2 \cdot 150 + 200)t_1} = \frac{5}{t_1}$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{a}{2(b - x_c)} = \frac{200}{2(150 - 45)}$$

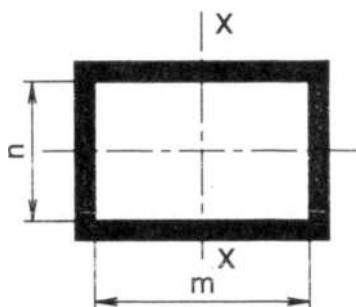
suy ra $\beta = 43,6^0$ và $\gamma = 13,6^0$

$$\begin{aligned}
 \tau' &= \sqrt{\tau_M^2 + \tau_F^2 + 2\tau_M\tau_F \cos \gamma} \\
 &= \sqrt{\left(\frac{48,33}{t_1}\right)^2 + \left(\frac{5}{t_1}\right)^2 + 2 \left(\frac{48,33}{t_1}\right) \left(\frac{5}{t_1}\right) \cos 13,6^0} \\
 &= \frac{53,2}{t_1} \leq [\tau'] = 100 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

Từ đây suy ra $t_1 = 0,532 \text{ mm}$ và $k_1 = 0,76 \text{ mm}$.

3.2. (5đ). Tìm công thức tổng quát xác định chiều cao cạnh hàn k_2 giữa cột 2 và tấm 3. Xác định giá trị k_2 .

a) Đặt $0,7k_2 = t_2$. Phân tích lực F thành hai thành phần: nằm ngang $F_H = F \sin \alpha$ và thẳng đứng $F_V = F \cos \alpha$



Ứng suất do mômen M tạo nên: $\sigma_M = \frac{My_{\max}}{J_{xx}}$

Trong đó: - Mômen uốn tác dụng lên mối hàn:

$$M = Fl \cos \alpha + Fh \sin \alpha$$

- Khoảng cách từ trọng tâm đến vị trí ngoài cùng:

$$y_{\max} = \frac{m + 2t_2}{2} \approx \frac{m}{2}$$

- Mômen quán tính J_{xx} :

$$J_{xx} = 2 \left[\frac{t_2 m^3}{12} + \frac{t_2^3 n}{12} + nt_2 \left(\frac{m + t_2}{2} \right)^2 \right]$$

Do m, n lớn hơn t_2 nhiều, rút gọn thành:

$$J_{xx} = \frac{t_2 m^2}{6} (m + 3n)$$

Ứng suất do lực cắt F_H gây nên:

$$\tau_{F_H} = \frac{F_H}{2t_2(m+n)} = \frac{F \sin \alpha}{2t_2(m+n)}$$

Ứng suất do lực F_V gây nên:

$$\sigma_{F_V} = \frac{F_V}{2t_2(m+n)} = \frac{F \cos \alpha}{2t_2(m+n)}$$

Tùy vào giả thuyết kích thước mối hàn được xác định từ ứng suất tổng cộng:

$$\tau' = \sqrt{\left(\frac{\sigma_M - \sigma_{F_v}}{2}\right)^2 + \tau_{F_H}^2} \leq [\tau']$$

hoặc: $\tau' = \sqrt{(\sigma_M - \sigma_{F_v})^2 + \tau_{F_H}^2} \leq [\tau']$

b) Thay thế các giá trị vào ta có:

$$J_{xx} = \frac{t_2 m^2}{6} (m + 3n) = 13500000t_2; \quad y_{max} = 150mm$$

$$M = 5000 \cdot 800 \cdot \cos 30^\circ + 5000 \cdot 1500 \cdot \sin 30^\circ = 7214101,6 Nmm$$

$$\sigma_M = \frac{7214101,6 \cdot 150}{13500000t_2} = \frac{80,2}{t_2}$$

$$\tau_{F_H} = \frac{5000 \cdot \frac{1}{2}}{2t_2(300 + 200)} = \frac{2,5}{t_2}$$

$$\sigma_{F_v} = \frac{5000 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2}}{2t_2(300 + 200)} = \frac{4,3}{t_2}$$

Từ đây theo (*):

$$\tau' = \sqrt{\left(\frac{80,2 - 4,3}{2t_2}\right)^2 + \left(\frac{2,5}{t_2}\right)^2} = \frac{38,03}{t_2} \leq [\tau'] = 100 MPa$$

Thu được $t_2 = 0,3803mm$ và $k_2 = 0,543mm$.

Hoặc theo (**):

$$\tau' = \sqrt{\left(\frac{80,2 - 4,3}{t_2}\right)^2 + \left(\frac{3}{t_2}\right)^2} = \frac{75,9}{t_2} \leq [\tau'] = 100 MPa$$

Thu được $t_2 = 0,759mm$ và $k_2 = 1,08mm$.

3.3. (5d5). Mối ghép không bị trượt nếu lực F_H nhỏ hơn lực ma sát lớn nhất, nghĩa là:

$$f(zV_1 + F_M) > F_H$$

Trong trường hợp xấu nhất, để được an toàn:

$$f(zV_1 + (1-\chi)F_V) = kF_H,$$

Suy ra $V_1 = \frac{kF_H - f(1-\chi)F_V}{fz}$

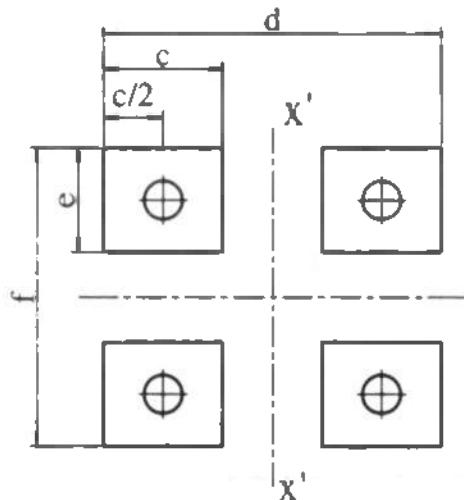
Để không bị tách rời: $\sigma_{\text{mín}} = \sigma_v + \sigma_{F_V} - \sigma_M \geq 0$

Suy ra: $\sigma_v = \frac{zV_2}{A_M} = k(\sigma_M - \sigma_{F_V}) = k \left(\frac{M_M y_{\max}}{J_{x'x'}} - \frac{F_M}{A_M} \right)$

Vì chưa xác định được đường kính lỗ nên A_m và W_m lấy sơ bộ bằng A và W (diện tích và mômen cản uốn của tiết diện nguyên, bỏ qua các lỗ), khi đó M_m được xem là gần bằng M với $M = F_V l + F_H(h + s) = Fl \cos \alpha + F(h + s) \cos \alpha$.

Suy ra lực xiết V_2 trong trường hợp xấu nhất:

$$V_2 = \frac{k}{z} \left(\frac{MAy_{\max}}{J_{x'x'}} - (1-\chi)F_V \right)$$



Hình 2.17

Trong đó (hình 2.17):

$$J_{x'x'} = \frac{fd^3}{12} - 2 \frac{e(d-2c)^3}{12} - (f-2e) \frac{d^3}{12};$$

$$A = 4ce; y_{max} = d/2.$$

Thay thế các giá trị vào ta thu được:

$$J_{x'x'} = 5,2 \cdot 10^9 \text{ mm}^4;$$

$$A = 12 \cdot 10^4 \text{ mm}^2; y_{max} = 300 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} M &= 5000 \cdot 800 \cdot \cos 30^\circ + 5000 \cdot \sin 30^\circ (1500+50) \\ &= 7339101,6 \text{ Nmm}. \end{aligned}$$

Để không bị tách hở:

$$V_2 = 17835 \text{ N}$$

Để không bị trượt:

$$V_1 = 2240 \text{ N}, \text{ chọn } V = V_2 = 17835 \text{ N}.$$

Tải trọng lớn nhất tác dụng lên bulông:

$$F_{max} = 1,3V - \frac{F_b}{z} + F_{MI} = 1,3V - \frac{\chi F_v}{z} + \frac{\chi M Y_i}{\sum z_i Y_i^2} = 24396 \text{ N}$$

$$\text{Với } Y_i = (d - c)/2 = 200 \text{ mm}$$

Đường kính bulông:

$$d_i = \sqrt{\frac{4F_{max}}{\pi[\sigma_t]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 24396}{\pi \cdot 160}} = 13,9 \text{ mm} \text{ theo bảng ta chọn M20.}$$

3.4 (1d5)

Kiểm tra độ bền dập của nền theo điều kiện (theo trường hợp xấu nhất):

$$T\sigma_{max} = \frac{4 \cdot 17835}{12 \cdot 10^4} + \frac{7339101,6 \cdot 300}{5,2 \cdot 10^9} + \frac{5000 \cdot \cos 30^\circ}{12 \cdot 10^4} = 1,05 \text{ MPa}$$

$\sigma_{max} = 1,05 \text{ MPa} \leq [\sigma_d] = 2 \text{ MPa}$ do đó độ bền dập được thỏa.

Chú ý: Ta có thể xác định V_2 theo công thức:

$$V_2 = \frac{k(1-\chi)}{z} \left(\frac{M A y_{\max}}{J_{xx}} - F_v \right) \text{ hoặc } V_2 = \frac{k}{z} \left(\frac{M A y_{\max}}{J_{xx}} - F_v \right)$$

ĐÁP ÁN NĂM 2011

Bài 1 (13đ)

1.1. Xác định tỷ số truyền u hộp giảm tốc 3 và lực ép F bàn kẹp phôi tì 6.

- Số vòng quay vít được xác định theo công thức:

$$n = \frac{60v}{p_s z_1} = \frac{60 \cdot 26,2}{13 \cdot 1} = 120,9 \text{ v/g/ph}$$

Trong đó: $p_s = 13\text{mm}$ - bước ren, mm; $z_1 = 1$ số mối ren vít; $v = 26\text{mm/s}$ - vận tốc tịnh tiến đai ốc (bàn 6).

- Tỉ số truyền hộp giảm tốc:

$$u = \frac{n_{dc}}{n} = \frac{1450}{120,9} = 12$$

- Trong trường hợp biến đổi chuyển động quay thành tịnh tiến thì mômen xoắn T ($N.mm$) trên khâu dẫn xác định theo công thức:

$$T = F_a \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho')$$

Trong đó:

F_a lực dọc trực

d_2 đường kính trung bình của ren $d_2 = 0,5(52 + 65) = 58,5\text{mm}$

γ góc nâng ren vít, $\operatorname{tg}\gamma = \frac{z_1 p_s}{\pi d_2} = \frac{1,13}{\pi \cdot 58,5} = 0,0707$, suy ra

$$\gamma = 4,046^\circ$$

ρ' - góc ma sát tương đương capest ren vít, $\rho' = \arctan f = 6,84^\circ$

$$\text{Suy ra: } F_a = \frac{2T}{d_2 \tan(\gamma + \rho')} = \frac{2.533188,6}{58,5 \tan(4,046 + 6,84)} = 94784,9 \text{ N}$$

$$\text{với } T = \frac{9,55 \cdot 10^6 P\eta}{n} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 7,5 \cdot 0,9}{120,9} = 533188,6 \text{ Nmm}$$

1.2. Công thức tính hiệu suất bộ truyền vít me đai ốc trong trường hợp biến đổi chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến:

$$\eta_{qt} = K \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho')} = K \frac{\tan 4,046}{\tan(4,046 + 6,84)} = 0,368K$$

Tương tự K là hệ số tính đến sự mất mát công suất do ma sát trong ổ và trong bộ truyền do cắt ren không chính xác ($K = 0,8 \pm 0,95$).

Để tăng hiệu suất trong các cơ cấu vít người ta tăng góc nâng ren γ bằng cách sử dụng nhiều mối ren. Tuy nhiên, trong thực tế góc nâng ren γ rất hiếm khi lớn hơn 20° , bởi vì nếu tăng thêm thì hiệu suất tăng không đáng kể và chế tạo ren sẽ phức tạp hơn.

$$\text{Đạo hàm bậc nhất hiệu suất } \left(\frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho')} \right) = \frac{\sin 2(\gamma + \rho') - \sin 2\gamma}{2 \cos^2(\gamma + \rho') \sin^2 \gamma}$$

do với các giá trị thực tế của γ, ρ' thì $90^\circ \geq 2(\gamma + \rho') > 2\gamma$ nên đạo hàm hiệu suất luôn dương, suy ra hiệu suất tăng khi γ tăng, có nghĩa là khi tăng số mối ren z_1 thì hiệu suất tăng.

Hoặc xét cụ thể:

Trường hợp $z_1 = 2$ thì

$$\tan \gamma = \frac{z_1 P_s}{\pi d_2} = \frac{2 \cdot 13}{\pi \cdot 58,5} = 0,1414, \text{ suy ra } \gamma = 8,05^\circ$$

$$\eta_{qt} = K \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho')} = K \frac{\tan 8,05}{\tan(8,05 + 6,84)} = 0,531K$$

Trường hợp $z_1 = 3$ thì

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{z_1 p_s}{\pi d_2} = \frac{3.13}{\pi.58,5} = 0,2122, \text{ suy ra } \gamma = 11,98^\circ$$

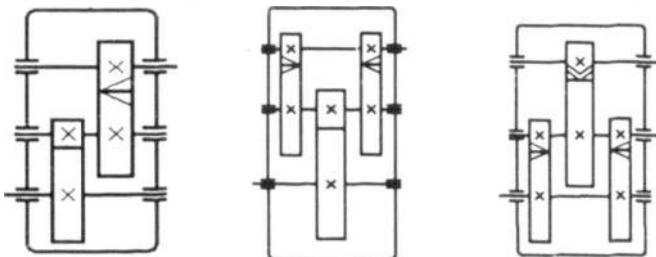
$$\eta_{qt} = K \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = K \frac{\operatorname{tg}11,98}{\operatorname{tg}(11,98 + 6,84)} = 0,623K$$

Trường hợp $z_1 = 4$ thì

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{z_1 p_s}{\pi d_2} = \frac{4.13}{\pi.58,5} = 0,2829, \text{ suy ra } \gamma = 15,8^\circ$$

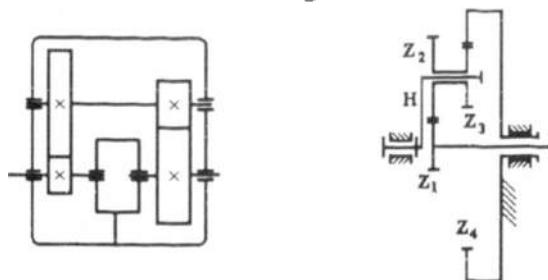
$$\eta_{qt} = K \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = K \frac{\operatorname{tg}15,8}{\operatorname{tg}(15,8 + 6,84)} = 0,678K$$

1.3. Trong trường hợp hai trục đầu vào và ra song song nhau, với tỷ số truyền $u = 10\dots20$ ta có thể chọn các hộp giảm tốc bánh răng trứu hai cấp theo các sơ đồ hình 2.18:



a) Khai triển b) Cấp nhanh phân đôi hoặc cấp chậm phân đôi

Nếu các trục đầu ra và vào đồng trục:



e) 2 cấp đồng trục d) HGT Bánh răng hành tinh

Hình 2.18

Nối trực

Nối trực 2 năm trước HGT chọn nối trực đàn hồi - Nối trực vòng đàn hồi

Nối trực 4 năm sau HGT chọn nối trực bù - Nối trực xích

Bài 2. (16 đ)

2.1. Các nhân tố ảnh hưởng đến ứng suất uốn cho phép của trực:

- Kích thước thực của trực.
- Tăng bền bề mặt hay ảnh hưởng của bề mặt gia công chi tiết
- Tập trung ứng suất do sự thay đổi hình dạng và kích thước.
- Vật liệu

Các biện pháp nâng cao độ bền mồi trực chia ra: *các biện pháp kết cấu và các phương pháp công nghệ*.

Các biện pháp kết cấu: Lựa chọn hợp lý kết cấu trực tại các vị trí có sự tập trung ứng suất (giảm hệ số tập trung ứng suất); vị trí lắp có độ dôi, vị trí có rãnh then, các bề mặt chuyên tiếp,...

Tại thân trực lắp có độ dôi:

- a) Tăng đường kính phần trực chỗ lắp mayo
 - b) Vát mép mayo
 - c) Làm mỏng bề dày mayo
 - d) Làm rãnh giảm tải
- ...

Tại các vị trí có sự thay đổi đường kính (bề mặt chuyên tiếp):

- a) Góc lượn có bán kính cố định.
- b) Vòng cách trung gian để tăng góc lượn bề mặt chuyên tiếp.

- c) Góc lượn khoét vào bên trong vai trực có dạng elip hoặc hai cung tròn nối tiếp nhau.
- d) Hình dạng góc lượn tối ưu khi chịu các trạng thái ứng suất khác nhau.
- e) Ranh giảm tải.
- f) Khoét lỗ trên đoạn trực có đường kính lớn hơn...

Tại các vị trí có ranh tách:

- a) Sử dụng kiểu ghép then hoa thân khai (vì có chiều dày đáy lớn nhất trong các loại then hoa).
- b) Đường kính trong của mỗi ghép then bằng đường kính đoạn trực kế tiếp, hoặc tại đầu ranh then phải có góc lượn để giảm sự tập trung ứng suất.
- c) Ranh then nên được chế tạo bằng dao phay đĩa vì như thế đoạn cuối ranh then được vát thành cung tròn....

2.2. Các phương pháp công nghệ dùng để nâng cao độ bền mồi (tăng giới hạn mỏi σ_{lim} , giảm hệ số K_o và hệ số tăng bền bề mặt $|\beta|$) bao gồm:

- a) Biến dạng dèo bề mặt: lăn nén, phun bi bề mặt...
- b) Nhiệt - hóa: thấm nitơ hoặc xianua rồi tối lửa số cao...
- c) Các phương pháp khác: tia lazer, gia công thật nhẵn bề mặt, biến cứng bề mặt trực, đặc biệt là các bề mặt chuyển tiếp...

Trong phần tính toán thiết kế sơ bộ, ta chưa xét đến hoặc chưa đánh giá đúng ảnh hưởng của một số nhân tố quan trọng đến độ bền mồi như: tính chất của chu kỳ ứng suất, sự tập trung ứng suất, nhân tố kích thước, trạng thái bề mặt,... Vì vậy, sau khi tính toán đầy đủ kích thước kết cấu trực và chọn ô, ta cần phải tính toán kiểm nghiệm trực theo hệ số an toàn.

Khi điều kiện theo công thức $s \leq [s]$ không được thỏa, ta phải cần xác định lại đường kính trực hoặc chọn lại loại vật liệu có độ bền cao hơn. Tuy nhiên, s không được quá lớn, vì như thế sẽ làm tăng trọng lượng chi tiết và lãng phí vật liệu.

2.3. a) Lực tác dụng lên các bánh răng

- Bánh răng bị dẫn 1:

$$F_{t_1} = \frac{2T}{d_1} = \frac{2.360000}{320} = 2250\text{N}$$

$$F_{a_1} = F_{t_1} \operatorname{tg}\beta = 2250 \operatorname{tg}12,8 = 511,2\text{ N}$$

$$F_{r_1} = \frac{F_{t_1} \operatorname{tg}\alpha}{\cos \beta} = \frac{2250 \operatorname{tg}20^\circ}{\cos 12,8} = 839,8\text{N}$$

- Bánh răng dẫn 2:

$$F_{t_2} = \frac{2T}{d_2} = \frac{2.360000}{120} = 6000\text{N}$$

$$F_{a_2} = F_{t_2} \operatorname{tg}\beta = 6000 \operatorname{tg}14,8 = 1585,3\text{N}$$

$$F_{r_2} = \frac{F_{t_2} \operatorname{tg}\alpha}{\cos \beta_2} = \frac{6000 \operatorname{tg}20^\circ}{\cos 14,8} = 2258,8\text{N}$$

b) Phản lực tại các ô đỡ

Trong mặt phẳng ZY

- Phương trình cân bằng mômen đối với điểm A:

$$M_{a2} + F_{r2}.100 - F_{t1}.200 + R_{BY}.300 = 0$$

Suy ra

$$R_{BY} = \frac{M_{a2} + F_{r2}.100 - F_{t1}.200}{300} = 430\text{N}$$

Trong đó:

$$M_{a2} = F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 1585,3 \cdot \frac{120}{2} = 95118 \text{ Nmm}$$

- Phương trình cân bằng lực đối với trục Y:

$$R_{AY} - F_{r2} + F_{tl} - R_{BY} = 0$$

$$\begin{aligned} R_{AY} &= F_{r2} - F_{tl} + R_{BY} \\ &= 2258,8 - 2250 + 430 = 438,8 \text{ N} \end{aligned}$$

c) Trong mặt phẳng ZX

$$M_{a1} = F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 511,2 \cdot \frac{320}{2} = 81792 \text{ Nmm}$$

- Phương trình cân bằng mômen đối với điểm A:

$$-F_{l2} \cdot 100 - M_{a1} + F_{rl} \cdot 200 + R_{BX} \cdot 300 = 0$$

$$R_{BX} = \frac{F_{l2} \cdot 100 + M_{a1} - F_{rl} \cdot 200}{300}$$

$$R_{BX} = \frac{6000 \cdot 100 + 81792 - 839,8 \cdot 200}{300} = 1712,8 \text{ N}$$

Phương trình cân bằng lực đối với trục X:

$$F_{l2} - F_{rl} - R_{BX} - R_{AX} = 0$$

$$R_{AX} = F_{l2} - F_{rl} - R_{BX} = 3447,4 \text{ N}$$

d) Vẽ các biểu đồ mômen: trên hình 2.19 ta vẽ các biểu đồ mômen uốn M_x , M_y và mômen xoắn T.

e) Xác định vị trí có mômen tương đương lớn nhất: dựa theo các biểu đồ mômen uốn và xoắn thì mômen tương đương lớn nhất tại điểm C, theo thuyết bền thứ tư:

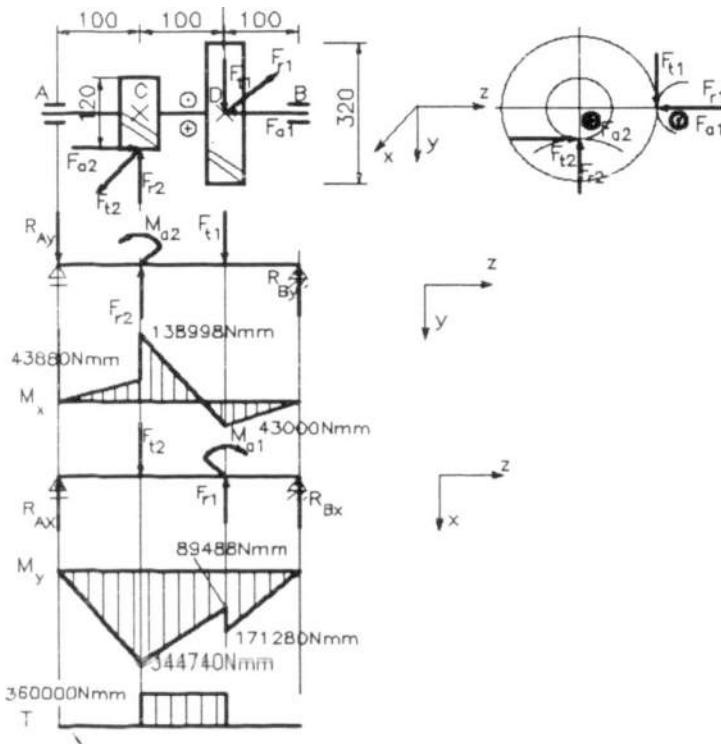
$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{M_{CX}^2 + M_{CY}^2 + 0,75T_C^2} \\ &= \sqrt{138998^2 + 344740^2 + 0,75 \cdot 360000^2} \end{aligned}$$

$$M_C = 485145,5 \text{ Nmm}$$

f) Xác định đường kính tại tiết diện nguy hiểm:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_C}{\pi[\sigma_F]}} \text{ suy ra } d \geq \sqrt[3]{\frac{32.485145,5}{\pi.100}} = 36,7 \text{ mm}$$

Do trên trục có rãnh then nên ta tăng đường kính lên 5...10%,
do đó $d = (1,05 \dots 1,1) 36,7 = 38,5 \dots 40,4 \text{ mm}$



Hình 2.19

Bài 1. (11d)

3.1. Trên cơ sở tính toán nhằm đảm bảo điều kiện độ bền đều giữa các phần tử của bulông và đai ốc, người ta xác định được các quan hệ kch thước hợp lý bulông, đai ốc, chiều sâu bắt ren,... và quy định trong các tiêu chuẩn.

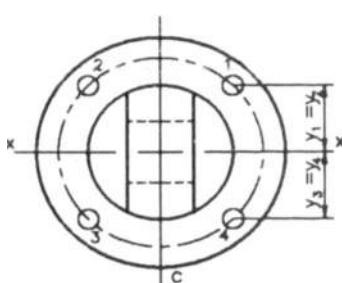
Vì vậy, đối với bulông và đai ốc tiêu chuẩn, chỉ cần tính theo σ_d bên ngoài của thân bulông để tìm đường kính trong d_1 , sau đó theo σ_d tra các kích thước khác: đường kính ngoài d , chiều sâu bắt ren, kích thước đầu bulông,... trong các bảng tiêu chuẩn, và độ bền ren không cần kiểm tra.

Ví dụ chiều cao đai ốc $H \approx 0.8d$, chiều sâu bắt ren đối với thép là $H_1=d$, đối với gang $H_1 \approx 1.5d$.

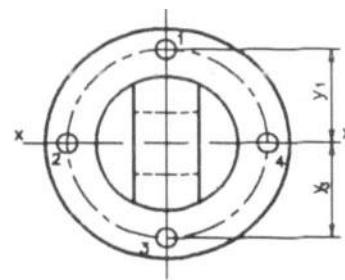
3.2. a) Chọn phương án hợp lý

Giả thuyết xiết bulông với lục xiết V và trục lật là trục XX.

Phương án hợp lý là phương án mà tải trọng tác dụng lên bulông chịu lực lớn nhất là nhỏ nhất, trong trường hợp này là bulông 1.



Trường hợp a)



Trường hợp b)

Hình 2.20

Nếu các bulông sắp xếp cách đều nhau và đối xứng qua các trục thì ta có hai trường hợp a) và b) hình 2.20.

Trong trường hợp này, phương án hợp lý nhất khi F_{M1} nhỏ nhất,

nghĩa là tỷ số $\frac{\sum_{i=1}^4 y_i^2}{y_1}$ lớn nhất.

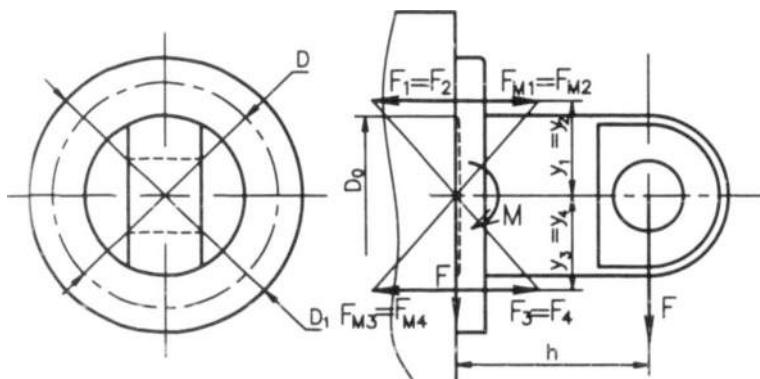
$$\text{Trường hợp a)} \frac{\sum_{i=1}^4 y_i^2}{y_1} = \frac{4y_1^2}{y_1} = 4y_1 = 2D \sin 45^\circ = \sqrt{2}D$$

Trường hợp b) $\sum_{i=1}^4 y_i^2 = \frac{2y_1^2}{y_1} = 2y_1 = D$

Ở đây chọn phương án

a) các bulông cách đều và phân bố đối xứng qua trục xx và yy.

b) Xác định đường kính bulông (hình 2.21)



Hình 2.21

- Chuyển lực F về tâm mối ghép ta được lực ngang $F_H = F$ và mômen $M = Fh$ như hình 4.

- Do mối ghép lắp có khe hở nên cần xiết chặt bulông. Lực xiết V cần đảm bảo mối ghép không bị dịch chuyển ngang do lực F gây ra đồng thời mối ghép không bị tách rời do mômen M gây ra. Vì vậy, $V = \max(V_{\text{đn}}; V_{\text{th}})$ với $V_{\text{đn}}$ là lực xiết tránh trượt ngang và V_{th} là lực xiết tránh bể mặt ghép bị tách rời.

- Theo điều kiện trượt ngang $V_{\text{đn}}$:

$$V_{\text{đn}} = \frac{kF_H}{f_z} = 1,25F = 6875\text{N} \quad (\text{a})$$

- Theo điều kiện tránh tách rời V_{th} :

$$\sigma_{\min} = \frac{zV}{A} - \frac{My_c}{J} \geq 0$$

Cho trường hợp xấu nhất:

$$V_{th} = \frac{k}{z} \left(\frac{M_A A}{W_M} \right) = \frac{k}{z} \left(\frac{M A y_c}{J} \right) = 1,91 F = 10505 \text{N} \quad (\text{b})$$

Trong đó:

k hệ số an toàn xiết chặt, $k = 1,5$

f hệ số ma sát, $f = 0,3$

A diện tích bề mặt tiếp xúc giữa chi tiết 2 và chi tiết 3 (bỏ qua các lỗ lắp bulông)

$$A = \frac{\pi(D_n^2 - D_t^2)}{4} = \frac{\pi}{4} (180^2 - 100^2) = 17584 \text{mm}^2$$

W mômen cản uốn của bề mặt tiếp xúc mồi ghép (bỏ qua các lỗ lắp bulông) đối với trục XX

$$\begin{aligned} W &= \frac{J}{y_c} = \frac{\pi(D_1^4 - D_0^4)}{64 y_c} \\ &= \frac{2\pi(D_1^4 - D_0^4)}{64 D_1} = \frac{\pi(180^4 - 100^4)}{32.180} = 518013,3 \text{mm}^3 \end{aligned}$$

Từ (a) và (b), suy ra $V = 1,91 F = 10505 \text{N}$

- Xác định đường kính bulông

Tài trọng M tác dụng lên bulông chịu tải lớn nhất:

$$F_{MI} = \frac{My_1}{\sum_{i=1}^2 z_i y_i^2} = \frac{F \cdot h \cdot 53}{4.53^2} = \frac{F \cdot 150 \cdot 53}{4.53^2} = 0,71 F = 3905 \text{N}$$

Trong đó y_1, y_2, y_3, y_4 là khoảng cách từ trục lật đến tâm bulông 1, 2, 3 và 4:

$$\begin{aligned} y_1 &= y_2 = y_3 = y_4 = 0,5D \cdot \cos 45^\circ \\ &= 0,5 \cdot 150 \cdot \cos 45^\circ = 53 \text{mm} \end{aligned}$$

Vậy tải trọng tác dụng lên bulông (gồm lực xiết V và phần ngoại lực ngoài do M gây ra)

$$F_{l\max} = 1,3V + \chi F_M$$

$$= 1,3 \cdot 1,91F + 0,2 \cdot 0,71F = 2,625F = 14437,5N$$

- Đường kính bulông xác định từ công thức sau:

$$d_l = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{l\max}}{\pi \cdot [\sigma]_k}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,625 \cdot 5500}{\pi \cdot 160}} = 10,7mm$$

Vậy ta chọn bulông M16 có $d_l = 13,835mm$

Chú ý: lực V_{th} có thể xác định như sau:

Lực xiết để bít mặt ghép không bị tách rời có thể xác định:

$$V_{th} = \frac{k(1-\chi)}{z} \left(\frac{MA}{W} \right) = 1,528F$$

$$F_{l\max} = 1,3V + \chi F_M = 1,3 \cdot 1,528F + 0,2 \cdot 0,71F = 2,1284F$$

$$d_l = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{l\max}}{\pi \cdot [\sigma]_k}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,1284 \cdot 5500}{\pi \cdot 160}} = 9,65mm$$

Chọn bulông M12 với $d_l = 10,106mm$.

ĐÁP ÁN NĂM 2012

Bài 1. (14 đ)

1.1. Tính khoảng cách trực a bộ truyền đai.

Từ công thức:

$$\alpha_i = 180^\circ - 57^\circ \frac{(d_2 - d_1)}{a}$$

suy ra: $a = 57 \frac{(d_2 - d_1)}{180 - \alpha} = 2166\text{mm}$

1.2. Ứng suất kéo dây đai do căng đai ban đầu $\sigma_0 = F_0/(b\delta)$

Suy ra: $F_0 = \sigma_0 b\delta = 1.8 \cdot 6 \cdot 100 = 1080\text{N}$

Khả năng tải xác định theo điều kiện cân bằng (để không xảy ra hiện tượng trượt trơn):

$$F_t = \frac{2F_0(e^{f\alpha_1} - 1)}{(e^{f\alpha_1} + 1)} = \frac{2 \cdot 1080(e^{0.3 \cdot 17\pi/18} - 1)}{(e^{0.3 \cdot 17\pi/18} + 1)} = 902,5\text{N}$$

Mômen xoắn:

$$T = F_t d_1 / 2 = 902,5 \cdot 250 / 2 = 112813\text{Nmm}$$

Công suất:

$$P = Tn / (9,55 \cdot 10^6) = 112813 \cdot 1200 / (9,55 \cdot 10^6) = 14,18\text{kW}$$

1.3. Ứng suất lớn nhất trong đai

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{\sigma_1}{2} + \sigma_{u1} = \sigma_0 + \frac{\sigma_1}{2} + \frac{\delta}{d} E$$

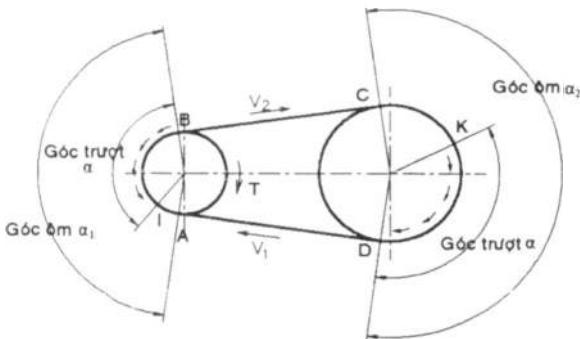
$$\sigma_{max} = 1,8 + \frac{902,5}{2 \cdot 6 \cdot 100} + \frac{6}{250} 100 = 4,95\text{MPa}$$

Khi d_1 nhỏ hoặc δ lớn thì σ_{u1} lớn, suy ra σ_{max} lớn dẫn tới tuổi thọ đai giảm (L_h tỷ lệ $\frac{1}{(\sigma_{max})^m}$). Do đó, hạn chế giá trị nhỏ nhất bánh đai cũng như giá trị lớn nhất chiều dày đai.

Khi $\delta = 7,5\text{mm}$, chiều rộng đai $b = 80\text{mm}$ thì $A = \delta b$ không đổi, do đó, F_0 và khả năng tải F_t không đổi. Mặt khác, do δ tăng nên σ_{u1} tăng lên và σ_{max} sẽ tăng lên $5,552\text{MPa}$. Do tuổi thọ L_h tỷ lệ với $(1/\sigma_{max})^m$, suy ra tuổi thọ L_h của đai sẽ giảm $(5,552/4,95)^8 = 2,5$ lần.

1.4. Góc ôm – Góc ở tâm ứng với cung tiếp xúc giữa đai và bánh đai, trên hình vẽ là góc ở tâm cung AB và CD, ký hiệu α_1 và α_2 hình 2.22

Góc trượt - Góc ở tâm cung trượt gọi là góc trượt, trên hình 2.22 là góc ở tâm cung IB và KD, ký hiệu α .



Hình 2.22

Cung trượt là một phần cung ôm mà ở đó có sự thay đổi lực căng đai dần đến hiện tượng trượt đàn hồi (hình 2.22). Khi tăng F_t , thì góc trượt α tăng lên và giá trị lớn nhất bằng góc ôm đai α_1 hoặc α_2 .

Nếu $\sigma_i = 0,5\sigma_0$ suy ra:

$$F_t = 0,5F_0 = \frac{2F_0(e^{f\alpha} - 1)}{(e^{f\alpha} + 1)}$$

$$1,5 e^{f\alpha} = 2,5,$$

$$\text{Thu được } \alpha = \ln(2,5/1,5)/f = 1,703 \text{ rad} = 97,56^\circ$$

1.5. Khả năng tải phụ thuộc vào tích $f\alpha$, giữa bánh đai dẫn và bị dẫn thì khả năng tải được xác định theo bánh đai có tích $f\alpha$ nhỏ nhất.

Vì $f_1\alpha_1 = 0,3 \cdot 170\pi/180 > f_2\alpha_2 = 0,2 \cdot 190\pi/180$, cho nên ta xác định khả năng tải theo bánh bị dẫn:

$$F_t = \frac{2F_0(e^{f\alpha_2} - 1)}{(e^{f\alpha_2} + 1)} = \frac{2 \cdot 1080(e^{0,2 \cdot 190\pi/18} - 1)}{(e^{0,2 \cdot 190\pi/18} + 1)} = 691,1 \text{ N}$$

1.6. Với bộ truyền chuyển động song song ngược chiều:

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ + \beta$$

Mặt khác:

$$\sin(\beta/2) = \frac{d_2 + d_1}{2a}$$

Suy ra:

$$\beta/2 = \arcsin\left(\frac{d_2 + d_1}{2a}\right)$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ + 2\arcsin\left(\frac{d_2 + d_1}{2a}\right) = 203,44^\circ = 3,55\text{rad}$$

Khả năng tải:

$$F_t = \frac{2F_0(e^{f\alpha_1} - 1)}{(e^{f\alpha_1} + 1)} = \frac{2 \cdot 1080(e^{0,3 \cdot 3,55} - 1)}{(e^{0,3 \cdot 3,55} + 1)} = 1052,5\text{N}$$

Bài 2. (12 đ)

2.1. Dời lực F về trọng tâm O, ta có lực F đi qua tâm O và mômen M như hình 2.23:

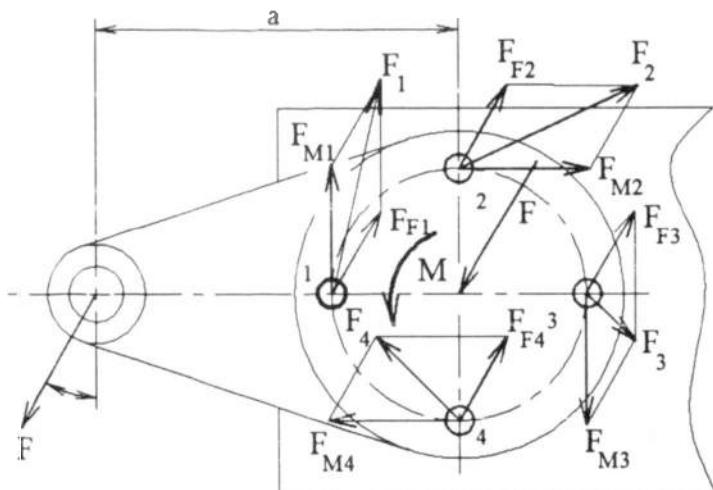
$$M = F \cos 30^\circ a = 8000 \cos 30^\circ \cdot 400 = 2771281,3\text{Nmm}$$

Lực do mômen M gây nên tại các bulông có giá trị bằng nhau.

$$F_{Mi} = \frac{M}{2D} = \frac{F a \cos \alpha}{2D} = \frac{2771281,3}{2 \cdot 200} = 6928,2\text{N}$$

Dưới tác dụng lực F, các bulông chịu lực F_{Fi} bằng nhau:

$$F_{Fi} = \frac{F}{4} = 2000\text{N}$$



Hình 2.23

Do đó lực tác dụng lên từng bulông:

Bulông 1:

$$F_1 = \sqrt{F_{F1}^2 + F_{M1}^2 + 2F_{F1}F_{M1} \cos 30^\circ}$$

$$F_1 = 8717,8\text{N}$$

Bulông còn lại:

Bulông 2	Bulông 3	Bulông 4
$F_2 = 7865\text{N}$	$F_3 = 5291,5\text{N}$	$F_4 = 6176\text{N}$

Như thế tải trọng tác dụng lên bulông 1 là lớn nhất và ta tính cho bulông 1.

Lực xiết V:

$$V = \frac{kF_1}{f} = \frac{1,5 \cdot 8717,8}{0,2} = 65383,5\text{N}$$

Đường kính d_1 của bulông được xác định:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot V}{\pi [\sigma_k]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 65383,5}{\pi \cdot 100}} = 32,89\text{mm}$$

Chọn bulông có $d_1 > 32,89\text{mm}$

2.2. Trong trường hợp lắp không có khe hở ta tính theo độ bền cắt và độ bền dập.

Điều kiện bền cắt:

$$\tau = \frac{4F}{\pi d_e^2 i} \leq [\tau]$$

$$\tau = \frac{4F}{\pi d_e^2} < \frac{4F_1}{\pi d_1^2} = \frac{4.8717,8}{\pi.32,89^2} = 10,26 \text{ MPa} < [\tau] = 80 \text{ MPa}$$

Do đó điều kiện bền cắt được thỏa.

Điều kiện bền dập:

$$\sigma_d = \frac{F}{\delta d_o} \leq [\sigma_d]$$

$$\sigma_d = \frac{F_1}{\delta d} < \frac{F_1}{\delta d_1} = \frac{8717,8}{15.32,89} = 17,67 \text{ MPa} < [\sigma_d] = 160 \text{ MPa}$$

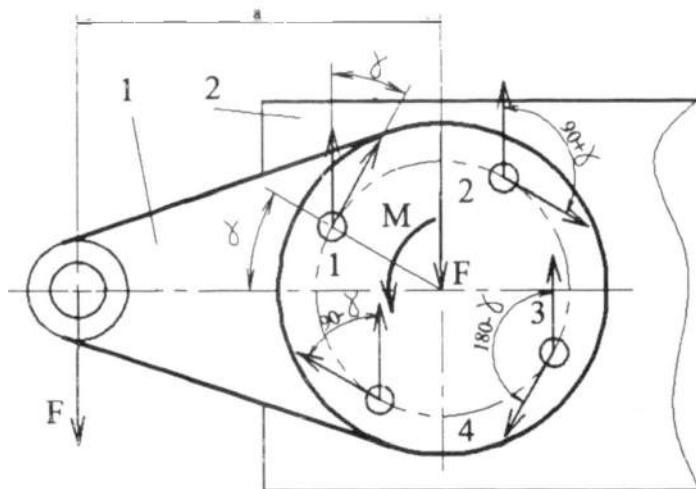
Do đó điều kiện bền dập được thỏa.

2.3. Giải bài toán theo trình tự:

- Chọn vị trí hợp lý và bulông cho trường hợp $\alpha = 0^\circ$

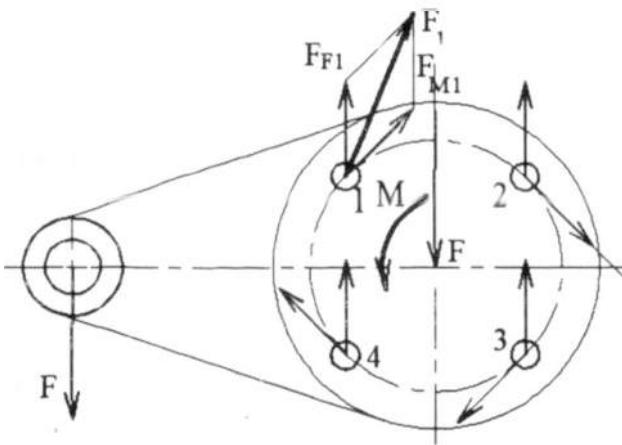
- Chứng minh rằng bulông này đủ bền cho các vị trí α còn lại

a) Do lực thành phần F_{F_i} và F_{M_i} như nhau và lực F_{F_i} cố định và bằng 2000N, do đó khi α thay đổi trong khoảng $0^\circ \dots 90^\circ$ giá trị F_{M_i} lớn nhất khi $M = F \cdot \cos \alpha$ lớn nhất, khi đó $\alpha = 0^\circ$:



Hình 2.24

Ta tính theo bulông chịu tải lớn nhất, do đó sơ đồ vị trí hợp lý khi bulông chịu tải lớn nhất có giá trị nhỏ nhất. Trên hình 2.24 thì khi γ tăng dần từ 0° đến 45° thì bulông 1 chịu tải lớn nhất và giá trị nhỏ nhất khi $\gamma = 45^\circ$, khi γ tăng dần từ 45° đến 90° thì bulông 4 chịu tải lớn nhất và giá trị nhỏ nhất khi $\gamma = 45^\circ$.



Hình 2.25

Suy ra sơ đồ hợp lý nhất khi $\gamma = 45^\circ$, khi đó bulông 1 và 4 chịu tải lớn nhất và có trị xác định theo công thức (hình 2.25):

$$F_1 = \sqrt{F_{F1}^2 + F_{M1}^2 + 2F_{F1}F_{M1} \cos 45^\circ}$$

Với $F_{F1} = F/4 = 2000\text{N}$

$$F_{M1} = \frac{M}{2D} = \frac{Fa}{2D} = 8000\text{N}$$

$$F_1 = \sqrt{2000^2 + 8000^2 + 2.2000.8000.\cos 45^\circ} = 9519,8\text{N}$$

Lực xiết V:

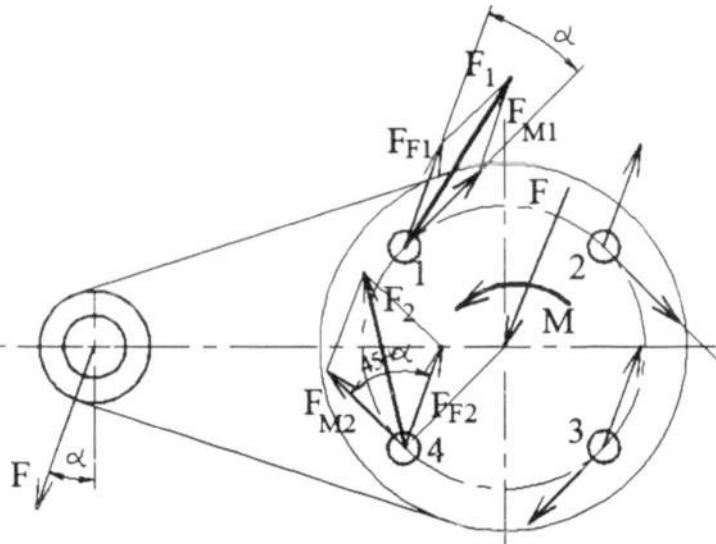
$$V = \frac{kF_1}{f} = \frac{1,5.9519,8}{0,2} = 71398,5\text{N}$$

Đường kính d_1 của bulông được xác định:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4.1,3.V}{\pi[\sigma_t]}} = \sqrt{\frac{4.1,3.71398,5}{\pi.100}} = 34,37\text{mm}$$

Chọn bulông có đường kính $d_1 > 34,37\text{mm}$

b) Tại các vị trí góc α khác thì giá trị lực lớn nhất xác định theo hình 4 và giá trị được xác định theo công thức:



Hình 2.26

$$F_1 = \sqrt{\left(\frac{F}{4}\right)^2 + \left(\frac{Fa \cos \alpha}{2D}\right)^2 + 2 \frac{F}{4} \frac{Fa \cos \alpha}{2D} \cos(45^\circ - \alpha)}$$

$$F_1 = \frac{F}{4} \sqrt{1 + 4 \left(\frac{a \cos \alpha}{D}\right)^2 + 4 \frac{a \cos \alpha \cos(45^\circ - \alpha)}{D}}$$

thay $a = 2D = 400\text{mm}$ vào công thức trên ta có:

$$F_1 = \frac{F}{4} \sqrt{1 + 16 \cos^2 \alpha + 8 \cos \alpha \cos(45^\circ - \alpha)}$$

Lấy đạo hàm F_1 :

$$(F_1)' = \frac{F}{4} \frac{-16 \sin 2\alpha - 8 \sin(2\alpha - 45^\circ)}{2\sqrt{1 + 16 \cos^2 \alpha + 8 \cos \alpha \cos(45^\circ - \alpha)}}$$

Với các giá trị α nằm trong khoảng $0\dots 90^\circ$ thì đạo hàm luôn âm, có nghĩa là F_1 có giá trị lớn nhất khi α

Cho nên bulông tính cho trường hợp $\alpha = 0$ sẽ đủ bền cho tất cả trường hợp còn lại.

Hoặc với các giá trị lực F_{\max} cho trong bảng sau:

Góc α	15°	30°	45°	60°	75°	90°
F_{\max}, N	9512,16	8875,16	7656,9	5954,39	3385,23	2000

Từ bảng trên do tất cả các giá trị F_{\max} đều nhỏ hơn 9519,8N

2.4. Khả năng tự hãm mối ghép ren là khả năng chống sự tự tháo lỏng mối ghép khi làm việc. Điều kiện tự hãm:

$$\rho' > \gamma$$

Đối với ren ghép chật giá trị của góc nâng ren γ nằm trong khoảng $2^{\circ}30' + 3^{\circ}30'$, góc ma sát ρ' thay đổi trong khoảng $6 + 16^{\circ}$ phụ thuộc vào hệ số ma sát $f = 0,1 + 0,3$. Như thế tất cả ren ghép chật đều có khả năng tự hãm.

Cụ thể:

$$\text{Góc ma sát } \rho' = \arctg f = \arctg(0,15/\cos 30^\circ) = 9,82^\circ$$

$$\text{Góc nâng ren } \operatorname{tg} \gamma = p/(\pi d_2) = 2/(\pi \cdot 14,701)$$

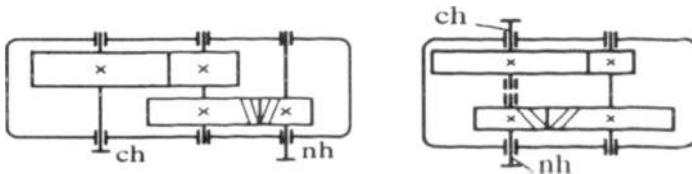
$$\text{Suy ra } \gamma = 2,48^\circ$$

Vì $\rho' > \gamma$ nên điều kiện tự hãm được thỏa.

Khi làm việc với tải trọng thay đổi, hoặc khi có sự rung động, có các *dịch chuyển té vi* giữa các bề mặt ma sát, làm hệ số ma sát giảm đáng kể (f giảm đến 0,02 và nhỏ hơn). Điều kiện tự hãm bị phá vỡ, xảy ra hiện tượng *long đai ốc*.

Bài 3. (14 đ)

3.1.



Hình 2.27

Nếu sử dụng một cặp bánh răng nghiêng cho mỗi hộp giảm tốc thì tùy thuộc và vận tốc ta bố trí như sau:

- Khi vận tốc vòng lớn, ta bố trí cặp nhanh là bánh răng nghiêng, vì trong bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, các răng chịu tải và thải tải dần dần. Khi đó, răng nghiêng ăn khớp êm nên giảm tiếng ồn khi làm việc và tải trọng động giảm xuống. Do đó, trong các bộ truyền quay nhanh, người ta sử dụng bánh răng nghiêng vì tải trọng động tỷ lệ với bình phương vận tốc.

- Nếu vận tốc chậm thì để kích thước nhỏ gọn ta chọn cấp chậm là cặp bánh răng nghiêng.

3.2. a) Quan hệ giữa giới hạn mòn σ và chu kỳ làm việc N cho đến lúc hỏng theo phương trình của đường cong mòn:

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

Do ứng suất thay đổi theo chu kỳ ổn định, cho nên số chu kỳ làm việc được xác định:

$$N = 60cL_h n$$

Với: L_h - thời gian làm việc tính bằng giờ;

n - số vòng quay trong một phút của chi tiết, vg/ph .

b) Từ phương trình đường cong mòn:

$$\sigma_{H1}^{m_H} N_1 = \sigma_{H2}^{m_H} N_2$$

$$AT_{II}^{m_H/2} 60cL_{h1}n_{II} = AT_2^{m_H/2} 60cL_{h2}n_{I22}$$

Suy ra: $\frac{L_{h1}}{L_{h2}} = \left(\frac{T_{I2}}{T_{II}} \right)^{m_H/2} \frac{n_{I2}}{n_{II}} = \left(\frac{2000}{4000} \right)^3 \frac{400}{200} = \frac{1}{4}$

Với $m_H = 6$. Do đó tuổi thọ trường hợp 2 cao hơn bốn lần.

3.3. a) Từ điều kiện khoảng cách trực không đổi:

$$m(z_1 + z_2) = m'(z_1' + z_2') = m'z_1'(u + 1)$$

Với tỉ số truyền

$$u = z_2/z_1 = 100/25 = 4$$

Từ đây suy ra

$$z_1' = m(z_1 + z_2)/m'(u + 1)$$

$$z_1' = 4(25 + 100)/(5(4 + 1)) = 20 \text{ răng}$$

Và $z_2' = uz_1' = 20.4 = 80$ răng

b) - Độ bền tiếp xúc:

Công thức xác định độ bền tiếp xúc:

$$\sigma'_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_{wl}} \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u \pm 1)}{b_w u}}$$

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_{wl}} \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u \pm 1)}{b_w u}}$$

Bởi vì:

$$\epsilon_a = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \text{ và } Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_a}{3}}$$

Khi $z_1 = 25$, $z_2 = 100$, suy ra $\epsilon_a = 1,72$ và $Z_\epsilon = 0,872$

Khi $z_1 = 20$, $z_2 = 80$, suy ra $\epsilon_a = 1,68$ và $Z_\epsilon = 0,879$

Do đó, xem như Z_ϵ thay đổi không đáng kể (sai lệch 0,8%).

Suy ra ứng suất tiếp xúc tỷ lệ nghịch với đường kính:

$$\sigma'_H = \frac{C}{d'_{wl}} \text{ và } \sigma_H = \frac{C}{d_{wl}}$$

Từ đây suy ra:

$$\frac{\sigma'_H}{\sigma_H} = \frac{d_{wl}}{d'_{wl}}$$

Do bánh răng không dịch chỉnh cho nên $d_{wl} = d_1 = mz_1 = 4.25 = 100\text{mm}$ và $d'_{wl} = d'_1 = m'z'_1 = 5.20 = 100\text{mm}$

Suy ra $\sigma_H = \sigma'_H$ độ bền tiếp xúc không đổi

- Độ bền uốn

Công thức xác định ứng suất uốn xác định theo công thức:

$$\sigma_F = \frac{2T_1 Y_F K_F}{d_1 b_w m} \text{ và } \sigma'_F = \frac{2T_1 Y'_F K_F}{d'_1 b_w m'}$$

Vì hệ số dạng răng:

$$Y_{F1} = 3,47 + 13,2/z_1 = 3,47 + 13,2/25 = 3,47 + 0,528 = 3,998$$

$$Y'_{F1} = 3,47 + 13,2/z'_1 = 3,47 + 13,2/20 = 3,47 + 0,65 = 4,12$$

$$Y_{F2} = 3,47 + 13,2/z_2 = 3,47 + 13,2/100 = 3,47 + 0,132 = 3,602$$

$$Y'_{F2} = 3,47 + 13,2/z'_2 = 3,47 + 13,2/80 = 3,47 + 0,165 = 3,635$$

Đối với bánh dẫn:

$$\frac{\sigma_{F1}}{\sigma'_{F1}} = \frac{m' Y_{F1}}{m Y'_{F1}} = \frac{5 \cdot 3,998}{4 \cdot 4,12} = \frac{19,99}{16,48} = 1,213$$

Suy ra, độ bền uốn bánh dẫn tăng khoảng 12,13%.

Đối với bánh bị dẫn:

$$\frac{\sigma_{F2}}{\sigma'_{F2}} = \frac{m' Y_{F2}}{m Y'_{F2}} = \frac{5 \cdot 3,602}{4 \cdot 3,635} = \frac{18,01}{14,54} = 1,239$$

Suy ra, độ bền uốn bánh bị dẫn tăng khoảng 12,39%.

ĐÁP ÁN NĂM 2013

Bài 1. a) Xác định lực ép F_a

Do tác dụng của lực ép F_a trên mặt côn xuất hiện áp suất p và lực ma sát riêng p_f . Lực ma sát hướng tiếp tuyến với các vòng tròn trên mặt côn.

Phương trình cân bằng lực và mômen của côn ngoài:

$$F_a = pb\pi D_m \sin\alpha;$$

$$T_{ms} = KT = \frac{pb\pi D_m^2}{2} f$$

Từ hai phương trình trên, suy ra:

$$KT = F_a \left(\frac{D_m}{2} \right) \frac{f}{\sin \alpha} = \frac{F_a D_m f'}{2}$$

Do đó lực dọc lực cần thiết để giữ ly hợp ở trạng thái làm việc:

$$F_a = \frac{2KT}{f' D_m}$$

Trong đó $f' = f / \sin \alpha$ là hệ số ma sát quy đổi.

Thay thế các giá trị vào ta có:

$$F_a = \frac{2KT}{f' D_m} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 100000 \cdot \sin 13^0}{0,28 \cdot 140} = 1721,6 \text{N}$$

b) Phân tích sự phụ thuộc khả năng tải vào góc α

Góc α nên chọn như thế nào so với góc ma sát tĩnh ϕ .

Từ công thức $f' = f / \sin \alpha$, nếu giảm α thì f' sẽ tăng. Từ công thức:

$$T = \frac{F_a}{K} \left(\frac{D_m}{2} \right) \frac{f}{\sin \alpha} = \frac{F_a D_m f'}{2}$$

Suy ra, nếu F_a không đổi khi giảm α thì T tăng lên: làm tăng khả năng tải của phanh.

Tuy nhiên để tránh phanh tự hâm, gây khó khăn cho việc đóng mở phanh, không nên lấy α nhỏ hơn góc ma sát tĩnh.

c) Xác định lực nén F_s lò xo, đường kính dây lò xo d và đường kính trung bình của lò xo D

- Lực nén lò xo được xác định theo phương trình cân bằng mômen:

$$F_a a - F_s b = 0$$

Suy ra:

$$F_s = a F_a / b = 1721,6 \cdot 1,5 = 2582,4 \text{N}$$

- Ứng suất lớn nhất dây lò xo:

$$\tau_{\max} = \frac{8FK_w D}{\pi d^3} \leq [\tau]$$

Trong đó K_w gọi là hệ số Wahl:

$$K_w = \frac{(4c-1)}{(4c-4)} + \frac{0,615}{c} \text{ hoặc } K_w = \frac{(4c+2)}{(4c-3)}$$

Từ đây suy ra:

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{K_w F_{\max} c}{[\tau]}}$$

- Thay thế các giá trị cho trước vào ta có:

$$K_w = \frac{(4.6-1)}{(4.6-4)} + \frac{0,615}{6} = 1,2525$$

$$\text{hoặc } K_w = \frac{(4.6+2)}{(4.6-3)} = 1,2381$$

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{K_w F_{\max} c}{[\tau]}} = 1,6 \sqrt{\frac{1,2525.2582.4.6}{900}} = 7,42 \text{ mm}$$

Chọn $d = 7,5 \text{ mm}$ theo dãy tiêu chuẩn. Từ đây suy ra:

$$D = d.c = 7,5.6 = 45 \text{ mm.}$$

Bài 2.

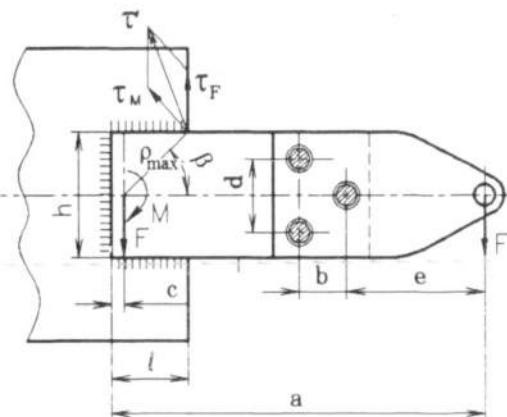
2.1. Xác định trọng tâm mối hàn và chiều cao mối hàn k

Trọng tâm mối ghép hàn:

$$\begin{aligned} x_c &= \frac{S_y}{A} = \frac{\sum A_i x_i}{A} \\ &= \frac{t_l(l^2 - t_l.h)}{t_l(h + 2l)} = \frac{(l^2 - t_l.h)}{(h + 2l)}. \end{aligned}$$

Vì $t_l = 0,7k$ rất nhỏ so với l , suy ra:

$$x_c \approx \frac{l^2}{h+2l} = \frac{50^2}{150+2.50} = 10\text{mm}$$



Hình 2.28

Xác định chiều cao mối hàn:

Mômen tác dụng lên mối hàn:

$$M = F(a - c)$$

$$M = F(a - c) = 6000(360 - 10) = 2100000\text{Nmm}$$

Khoảng cách từ trọng tâm đến vị trí nguy hiểm nhất:

$$\rho_{max} = \sqrt{\frac{h^2}{4} + (l - c)^2}$$

$$\rho_{max} = \sqrt{\frac{150^2}{4} + (50 - 10)^2} = 85\text{mm}$$

Mômen quán tính J_p :

$$J_p = t_l \left\{ \left(\frac{h^3}{12} + hc^2 \right) + 2 \left[\frac{l(l-2c)^2}{4} + \frac{l^3}{12} + \frac{h^2 l}{4} \right] \right\}$$

hoặc rút gọn thành

$$J_p = t_l \left[\left(\frac{h^3}{12} + hc^2 \right) + 2 \left[\frac{(l-c)^3 + c^3}{3} + \frac{h^2 l}{4} \right] \right]$$

$$J_p = 0,7k \left[\left(\frac{150^3}{12} + 150 \cdot 10^2 \right) + 2 \left[\frac{(50-10)^3 + 10^3}{3} + \frac{150^2 \cdot 50}{4} \right] \right]$$

$$= 631458,33k$$

Từ đây suy ra ứng suất do mômen M:

$$\tau_M = \frac{M \rho_{max}}{J_p}$$

Thay thế các giá trị vào ta có:

$$\tau_M = \frac{M \rho_{max}}{J_p} = \frac{2100000.85}{631458,33k} = \frac{282,68}{k}$$

Ứng suất do lực F:

$$\tau_F = \frac{F}{A} = \frac{F}{(2l+h)t_l}$$

$$\tau_F = \frac{F}{0,7k(l+2l)} = \frac{5000/2}{(150+2.50)0,7k} = \frac{34,29}{k}$$

Kích thước mối hàn được xác định từ ứng suất tổng cộng:

$$\tau' = \sqrt{\tau_M^2 + \tau_F^2 + 2\tau_M\tau_F \cos\beta} \leq [\tau'] \text{ với } \tan\beta = \frac{h}{2(l-c)}$$

$$\begin{aligned} \tau' &= \sqrt{\tau_M^2 + \tau_F^2 + 2\tau_M\tau_F \cos\alpha} \\ &= \sqrt{\left(\frac{34,29}{k}\right)^2 + \left(\frac{282,68}{k}\right)^2 + 2\left(\frac{34,29}{k}\right)\left(\frac{282,68}{k}\right) \cos 61,93^\circ} \end{aligned}$$

$$= \frac{300,34}{k} \leq [\tau] = 60 \text{ MPa}$$

Từ đây suy ra $k \geq 5,01 \text{ mm}$.

2.2. Xác định lực tác dụng từng bulông, lực xiết V, đường kính bulông d₁ và chọn ren M

- Trọng tâm nhóm bulông là điểm I cách bulông một khoảng có giá trị bằng 2/3 trung tuyến: $2b/3 = 2.45/3 = 30 \text{ mm}$.

- Dời lực F về trọng tâm I, ta có lực F đi qua tâm I và mômen M như hình 2:

$$M = F(e + 2b/3) = 6000.(150+30) = 1080000 \text{ Nmm}$$

- Lực do mômen M gây nên tại các bulông:

$$F_{M1} = \frac{Mr_1}{r_1^2 + r_2^2 + r_3^2} = \frac{1080000.30}{30^2 + 2.52,2^2} = 5102,6 \text{ N}$$

trong đó $r_1 = 30 \text{ mm}$,

$$r_2 = r_3 = \sqrt{(d/2)^2 + 15^2} = \sqrt{50^2 + 15^2} = 52,2 \text{ mm}$$

$$F_{M2} = F_{M3} = \frac{Mr_2}{r_1^2 + r_2^2 + r_3^2} = \frac{1080000.52,2}{30^2 + 2.52,2^2} = 8878,6 \text{ N}$$

- Dưới tác dụng lực F, các bulông chịu lực F_F bằng nhau:

$$F_{F1} = F_{F2} = F_{F3} = \frac{F}{3} = 2000 \text{ N}$$

- Do đó lực tác dụng lên từng bulông:

Bulông 1:

$$F_1 = F_{F1} + F_{M1}$$

$$F_1 = 2000 + 5102,6 = 7102,6 \text{ N}$$

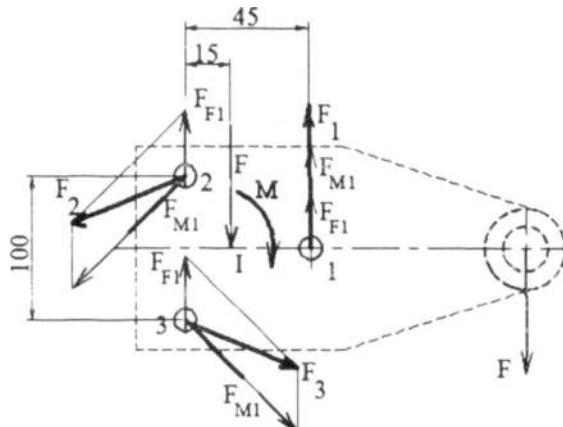
Bulông 2 và 3:

$$F_2 = F_3 = \sqrt{F_{F2}^2 + F_{M2}^2 + 2F_{F2}F_{M2} \cos(180 - \alpha)}$$

$$F_2 = F_3 = \sqrt{2000^2 + 8878,6^2 - 2.2000.8878,6 \cos \alpha}$$

$$F_2 = F_3 = 8522\text{N}$$

với: $\cos \alpha = \frac{b/3}{r_2} = \frac{b/3}{\sqrt{(d/2)^2 + (b/3)^2}} = 0,287\text{mm}$



Hình 2.29

- Do đó lực tác dụng lên từng bulông:

Bulông 1:

$$F_1 = F_{F1} + F_{M1}$$

$$F_1 = 2000 + 5102,6 = 7102,6\text{N}$$

Bulông 2 và 3:

$$F_2 = F_3 = \sqrt{F_{F2}^2 + F_{M2}^2 + 2F_{F2}F_{M2} \cos(180 - \alpha)}$$

$$F_2 = F_3 = \sqrt{2000^2 + 8878,6^2 - 2.2000.8878,6 \cos \alpha}$$

$$F_2 = F_3 = 8522\text{N}$$

với: $\cos \alpha = \frac{b/3}{r_2} = \frac{b/3}{\sqrt{(d/2)^2 + (b/3)^2}} = 0,287 \text{ mm}$

Lực tác dụng lên bulông 2 và 3 là lớn nhất. Ta tính cho bulông 2 và 3 với $F = F_2 = 8522 \text{ N}$

Lực xiết V:

$$V = \frac{kF_1}{f} = \frac{1,5 \cdot 8522}{0,28} = 45653,6 \text{ N}$$

Đường kính d_1 của bulông được xác định:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot V}{\pi \cdot [\sigma_k]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 45653,6}{\pi \cdot 150}} = 22,44 \text{ mm}$$

Chọn bulông M30 có $d_1 = 26,211 \text{ mm}$

Bài 3.

3.1. Ứng suất tiếp xúc trên bề mặt răng cọp cấp nhanh và chậm:

$$\sigma_{H12} = Z_M Z_{H1} Z_{\epsilon 1} \sqrt{\frac{2T_I K_{H12}(u_{12} + 1)}{2d_{w1}^2 b_{1w} u_{12}}}$$

và $\sigma_{H34} = Z_M Z_H Z_{\epsilon} \sqrt{\frac{2T_{II} K_{H34}(u_{34} + 1)}{d_{w3}^2 b_{2w} u_{34}}}$

Để đảm bảo độ bền đều thì các giá trị ứng suất bằng nhau, khi đó:

$$Z_M Z_{H1} Z_{\epsilon 1} \sqrt{\frac{T_I K_{H12}(u_{12} + 1)}{d_{w1}^2 b_{1w} u_{12}}}$$

$$= Z_M Z_H Z_{\epsilon} \sqrt{\frac{2T_{II} K_{H34}(u_{34} + 1)}{d_{w3}^2 b_{2w} u_{34}}}$$

Vì $d_2 = d_4$ và không dịch chính nên $d_{w2} = d_{w4}$, suy ra $d_{w1}u_{12} = d_{w3}u_{34}$ và $K_{H12} = K_{H34}$, $T_{1l} = T_{1u}u_{12}$ và

$$\Psi_{ba12} = \frac{b_{1w}}{a_{12w}} = \frac{2b_{1w}}{d_{w1}(u_{12}+1)} = \frac{2b_{1w}u_{12}}{d_{w3}u_{34}(u_{12}+1)}$$

$$\Psi_{ba34} = \frac{b_{3w}}{a_{34w}} = \frac{2b_{3w}}{d_{w3}(u_{34}+1)}$$

Suy ra:

$$Z_{H1}Z_{\epsilon l} \sqrt{\frac{2T_l(u_{12}+1)u_{12}^2u_{12}}{d_{w3}^2u_{34}^2d_{w3}u_{34}(u_{12}+1)\Psi_{ba12}u_{12}}}$$

$$= Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{4T_l u_{12}(u_{34}+1)}{d_{w3}^2 d_{w3}(u_{34}+1)\Psi_{ba34}u_{34}}}$$

$$Z_{H1}Z_{\epsilon l} \sqrt{\frac{u_{12}}{u_{34}^2}} = Z_H Z_\epsilon \sqrt{2}$$

Mặt khác $u_{12} = u/u_{34}$, suy ra:

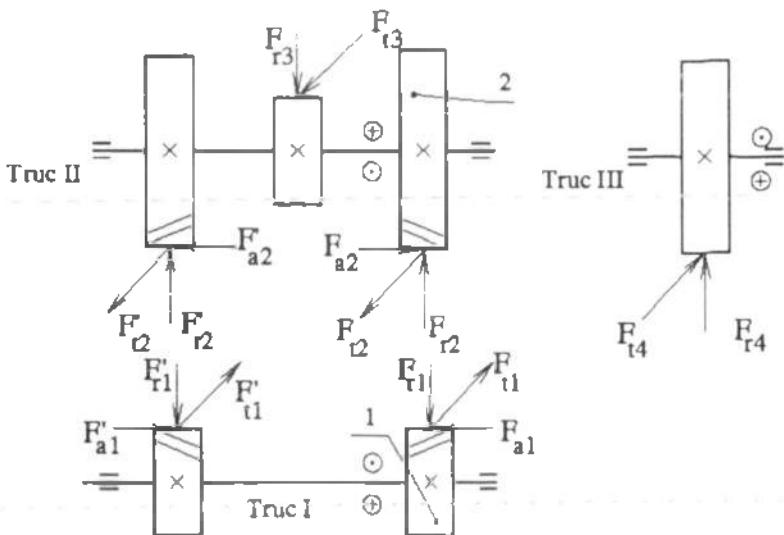
$$Z_{H1}Z_{\epsilon l} \sqrt{\frac{u}{u_{34}^2}} = Z_H Z_\epsilon \sqrt{2}$$

hoặc: $u_{34} = \sqrt[3]{\frac{u}{2} \left(\frac{Z_{H1}Z_{\epsilon l}}{Z_H Z_\epsilon} \right)^2}$

và: $u_{12} = \sqrt[3]{\frac{u^2}{2} \left(\frac{Z_H Z_\epsilon}{Z_{H1}Z_{\epsilon l}} \right)^2}$

3.2. a) Xác định phương, chiều và giá trị các lực tác dụng lên các bánh răng.

1/ Phương chiều các lực tác dụng theo sơ đồ sau:



Hình 2.30

2/ Giá trị các lực tác dụng lên các bánh răng:

Lực tác dụng lên các bánh răng:

Tỷ số truyền:

$$u_{12} = z_2/z_1 = 6,25; u_{34} = z_4/z_3 = 2,5,$$

Mômen xoắn:

$$T_2 = T_1 u_{12} = 240000 \cdot 6,25 = 1500000 \text{ Nmm}$$

- Đường kính:

$$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta = 73,9 \text{ mm};$$

$$d_2 = m_n z_2 / \cos \beta = 461,9 \text{ mm}$$

$$d_3 = m z_3 = 4 \cdot 46 = 184 \text{ mm}$$

$$d_4 = m z_4 = 4 \cdot 115 = 460 \text{ mm}$$

- Bánh răng bị dẫn 1:

$$F_{t_1} = F'_{t_1} = F_{t_2} = F'_{t_2} = \frac{2T_I}{2d_1} = \frac{2.240000}{2.73,9} = 3247,6\text{N}$$

$$F_{a_1} = F'_{a_1} = F_{a_2} = F'_{a_2} = F_{t_1} \operatorname{tg}\beta = 3247,6 \cdot \operatorname{tg}30 = 1875\text{N}$$

$$F_{r_1} = F'_{r_1} = F_{r_2} = F'_{r_2} = \frac{F_{t_1} \operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = \frac{3247,6 \cdot \operatorname{tg}20^\circ}{\cos 30} = 1364,9\text{N}$$

- Bánh răng dẫn 2:

$$F_{t_3} = F_{t_4} = \frac{2T_{II}}{d_2} = \frac{2.1500000}{184} = 16304,3\text{N}$$

$$F_{r_3} = F_{r_4} = F_{t_3} \operatorname{tg}\alpha = 16304,3 \cdot \operatorname{tg}20 = 5934,3\text{N}$$

b) Tính đường kính trục II tại vị trí nguy hiểm, biết rằng ứng suất cho phép $[\sigma_F] = 80\text{MPa}$

1/ Phản lực tại các ô đỡ:

- Trong mặt phẳng ZY

- Phương trình cân bằng mômen đối với điểm A:

$$M_{a2} - M'_{a2} + F'_{r2} \cdot 120 - F_{r3} \cdot 280 - F_{r2} \cdot 440 + R_{BY} \cdot 560 = 0$$

Suy ra:

$$R_{BY} = \frac{-F'_{r2} \cdot 120 + F_{r3} \cdot 280 - F_{r2} \cdot 440}{560}$$

$$R_{BY} = \frac{-1364,9 \cdot 120 + 5934,3 \cdot 280 - 1364,9 \cdot 440}{560} = 1602,3\text{N}$$

$$\text{Trong đó: } M_{a2} = F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 1875 \cdot \frac{461,9}{2} = 433031,3\text{Nmm}$$

- Phương trình cân bằng lực đối với trục Y:

$$-R_{AY} - F_{r2} + F_{r3} - F'_{r2} - R_{BY} = 0$$

$$\begin{aligned} R_{AY} &= -F_{r2} + F_{r3} - F_{t2} - R_{BY} \\ &= -1364,9 + 5934,3 - 1364,9 - 1602,3 = 1602,3 \text{N} \end{aligned}$$

Hoặc có thể ngắn gọn hơn:

Do các bánh răng và ô nằm đối xứng và giá trị bằng nhau nên từ phương trình cân bằng lực với trục y:

$$-R_{AY} - F_{r2} + F_{r3} - F'_{r2} - R_{BY} = 0$$

$$\begin{aligned} \text{Suy ra } R_{Ay} &= R_{By} = (F_{r3} - 2F_{r2})/2 = (5934,3 - 2.1364,9)/2 \\ &= 1602,3 \text{N} \end{aligned}$$

- Trong mặt phẳng zx

- Phương trình cân bằng mômen đối với điểm A:

$$-F'_{t2}.120 - F_{t3}.280 - F_{t2}.440 + R_{BX}.560 = 0$$

$$R_{BX} = \frac{F'_{t2}.120 + F_{t3}.280 + F_{t2}.440}{560}$$

$$R_{BX} = \frac{3247,6.120 + 16304,3.280 + 3247,6.440}{560}$$

$$R_{BX} = 11399,8 \text{N}$$

Phương trình cân bằng lực đối với trục X:

$$F_{t1} + F_{t3} + F_{t1} - R_{BX} - R_{AX} = 0$$

$$R_{AX} = F_{t3} + 2F_{t1} - R_{BX}$$

$$R_{AX} = 16304,3 + 2.3247,6 - 11399,8$$

$$R_{AX} = 11399,8 \text{N}$$

Hoặc có thể ngắn gọn hơn:

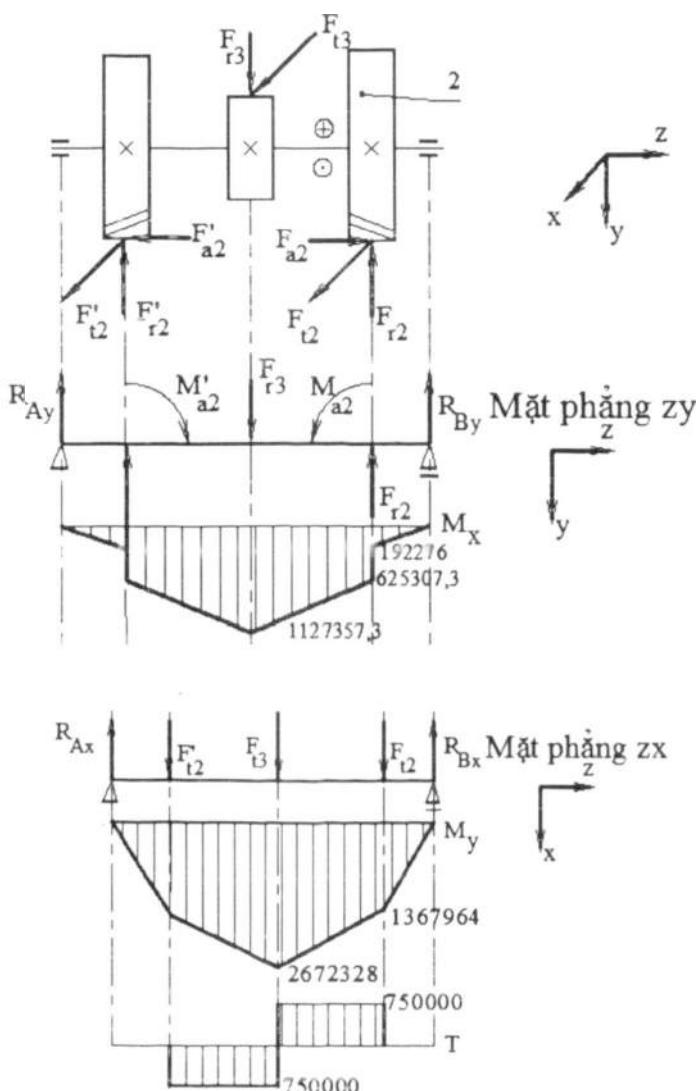
Do các bánh răng và ô nằm đối xứng và giá trị bằng nhau nên từ phương trình cân bằng lực với trục x:

$$-R_{Ax} - F_{t2} + F_{t3} - F'_{t2} - R_{Bx} = 0$$

$$\text{Suy ra: } R_{Bx} = R_{Ax} = (F_{t3} + 2F_{t2})/2 \\ = (16304,3 + 2.3247,6)/2$$

$$R_{Ax} = 11399,8 \text{ N}$$

2/ Vẽ các biểu đồ mômen: trên hình 2.31 ta vẽ các biểu đồ mômen uốn M_x , M_y và mômen xoắn T .



Hình 2.31

3/ Xác định vị trí có mômen tương đương lớn nhất: dựa theo các biểu đồ mômen uốn và xoắn thì mômen tương đương lớn nhất tại điểm C, theo thuyết bền thứ tư:

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{M_{Cx}^2 + M_{Cy}^2 + 0,75T_C^2} \\ &= \sqrt{1127357,3^2 + 2672328^2 + 0,75 \cdot 750000^2} \\ M_C &= 2972229,2 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

4/ Xác định đường kính tại tiết diện nguy hiểm:

$$\begin{aligned} d &\geq \sqrt[3]{\frac{32M_C}{\pi[\sigma_F]}} \\ d &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2972229,2}{\pi \cdot 80}} = 72,73 \text{ mm} \end{aligned}$$

Chọn đường kính trục $d = 75 \text{ mm}$.

c) Nếu trục làm việc hai chiều thì đường kính trục II chọn trên câu b) có đủ bền không? Giải thích.

Nếu thay đổi chiều quay thì giá trị các lực không đổi, nhưng chiều lực dọc trục và lực vòng thay đổi.

Tuy nhiên, nếu thay đổi chiều lực vòng thì giá trị phản lực trong mặt phẳng zx không đổi và các giá trị trên biểu đồ mômen M_y không đổi.

Khi thay đổi lực dọc trục thì chiều mômen M_{a1} và M_{a2} thay đổi, các giá trị phản lực không đổi, do đó mômen lớn nhất trên M_x nhỏ hơn $2M_{a1}$ và bằng $261294,7 \text{ Nmm}$.

Ngoài ra khi trục quay một chiều, ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động, khi quay hai chiều ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ đối xứng. Và theo công thức tính mômen tương đương câu b) tại tiết diện nguy hiểm đã tính cho trường hợp xấu nhất lấy giá trị $\tau_C = \tau_{max} = T/W_0$. Khi đó mômen lớn nhất tại vị trí nguy hiểm khi quay hai chiều:

$$\begin{aligned}M_C &= \sqrt{M_{CX}^2 + M_{CY}^2 + 0,75T_C^2} \\&= \sqrt{261294,7^2 + 2672328^2 + 0,75 \cdot 750000^2} \\M_C &= 2762514,6 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

Giá trị M_c nhỏ hơn câu b), do đó trực tính theo công thức câu b) vẫn đủ bền.

CHƯƠNG III

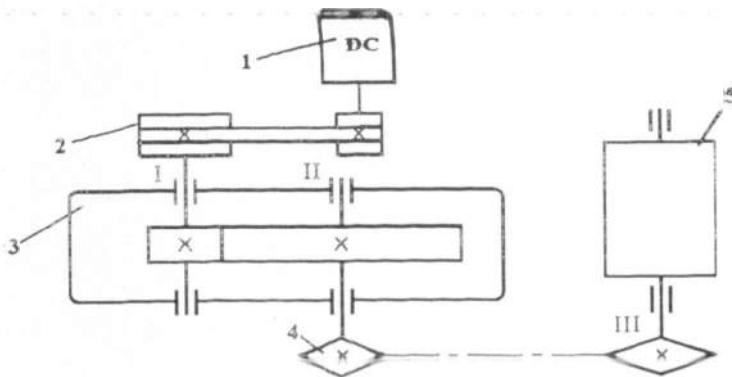
CÁC ĐỀ THI ÚNG DỤNG TIN HỌC TRONG CHI TIẾT MÁY

ĐỀ THI NĂM 2011

Ngày thi: 24 tháng 04 năm 2011

Thiết kế hệ thống dẫn động cho thùng trộn (hình 3.1) với các yêu cầu kỹ thuật sau:

Động cơ có công suất $P_{dc} = 5,5\text{ kW}$, số vòng quay $n_{dc} = 960\text{ v/g/ph.}$



1- Động cơ; 2- Bộ truyền đai thang

3- Hộp giảm tốc; 4- Bộ truyền xích; 5- Thùng trộn

Hình 3.1

❖ Số liệu ban đầu:

- Công suất của thùng trộn: $P = 4,16 \text{ (kW)}$
- Số vòng quay của thùng trộn: $n = 48 \text{ (vòng/phút)}$
- Thời gian phục vụ: $a = 6 \text{ (năm)}$

- Quay một chiều, làm việc hai ca, tải trọng tĩnh (1 năm làm việc 300 ngày, 1 ca làm việc 8 giờ)

- Tỷ số truyền:

- + Tỷ số truyền chung $u_{ch} = 20$
- + Tỷ số truyền của bộ truyền đai thang $u_d = 3,2$
- + Tỷ số truyền của bộ truyền xích $u_x = 2,5$

- Hiệu suất:

- + Hiệu suất bộ truyền đai thang $\eta_d = 0,95$
- + Hiệu suất cặp bánh răng trụ răng thẳng $\eta_{br} = 0,96$
- + Hiệu suất cặp ồ lăn $\eta_{ol} = 0,99$
- + Hiệu suất bộ truyền xích $\eta_x = 0,95$

Phần 1. Thuyết minh (20đ)

Phần thuyết minh bao gồm các mục sau.

1. Tỷ số truyền c cặp bánh răng và lập bảng các thông số kỹ thuật
2. Thiết kế bộ truyền bánh răng

Cho trước: Tỷ số truyền u , công suất P , số vòng quay n .

Yêu cầu: Tính theo tiêu chuẩn ISO, chọn vật liệu (theo tiêu chuẩn ISO giới hạn mỏi tiếp xúc $s_{Hlim} \approx 570 \text{ MPa}$), tính khoảng cách trực, môđun m, số răng, đường kính vòng chia, chiều rộng vành răng, vận tốc vòng của bánh răng, lực hướng tâm, lực tiếp tuyến. Mô hình 3D c cặp bánh răng.

Lưu ý: Các hệ số $K_A = 1$; $K_{Hv} = 1$; $K_{H\beta} = 1,2$; $K_{Ha} = 1$ khi nhập trong Autodesk Inventor.

Đưa các kết quả vào thuyết minh.

1. Thiết kế trực và chọn then

Tính bằng tay: Xác định đường kính sơ bộ, phác thảo sơ bộ kết cấu trực.

Tính bằng Autodesk Inventor: Định kích thước các đoạn trục, chọn vật liệu với $S_y = 400\text{ MPa}$, nhập giá trị các lực tác dụng lên trục, các biểu đồ mômen uốn, ứng suất,... Đưa các kết quả vào thuyết minh. Mô hình 3D các đoạn trục.

Chọn then theo phần mềm.

2. Chọn ô lăn

Chọn ô lăn trong Autodesk Inventor theo tiêu chuẩn.

3. Thiết kế bộ truyền đai

Chọn trước: Chọn ký hiệu đai, đường kính các bánh đai (chọn $d_1 = 180\text{ mm}$), khoảng cách trục ($a = d_2$), chiều dài đai.

Yêu cầu: Chọn ký hiệu đai theo tiêu chuẩn DIN 2215, nhập các thông số d_1, d_2, L .

Tính bằng Autodesk Inventor: Số dây đai z và các thông số bộ truyền: vận tốc, lực căng đai ban đầu, lực vòng có ích, lực căng trên nhánh đai chủ động và bị động, lực tác dụng lên trục, góc ôm đai, bề rộng bánh đai, khoảng cách trục,... bằng Autodesk Inventor. Mô hình 3D bộ truyền đai.

Các kết quả đưa vào thuyết minh

Lưu ý: Chọn các hệ số $P_{RB} = 3.8 \text{ kW}$, $k_1 = 1.2$.

4. Thiết kế bộ truyền xích

Chọn trước: Số dây xích k, số răng z_1 và z_2 .

Yêu cầu: Chọn xích theo tiêu chuẩn ISO 606:2004 (EU), nhập số răng z_1, z_2 , công suất P, số vòng quay n.

Tính bằng Autodesk Inventor: Bước xích, số mắt xích, chiều dài xích, khoảng cách trục, đường kính các đĩa xích, vận tốc trung

bình, lực trên nhánh cảng (chùng) F_1 (F_2), lực tác dụng lên trực. Mô hình 3D bộ truyền xích.

Các kết quả đưa vào thuyết minh.

Phần 2. Mô hình hóa chi tiết và lắp 3D (15đ)

1. Mô hình hóa hình học vỏ, thân hộp giảm tốc.
2. Chọn từ Content center các chi tiết tiêu chuẩn và mô hình hóa các chi tiết khác.
3. Lắp ráp mô hình 3D hộp giảm tốc.
4. Bản vẽ lắp 3D (tách các chi tiết).

Phần 3. Bản vẽ lắp 2D (5đ)

Tạo bản vẽ lắp bàn vẽ 2D là hình chiếu bắng của hộp giảm tốc từ mô hình 3D.

Lưu ý:

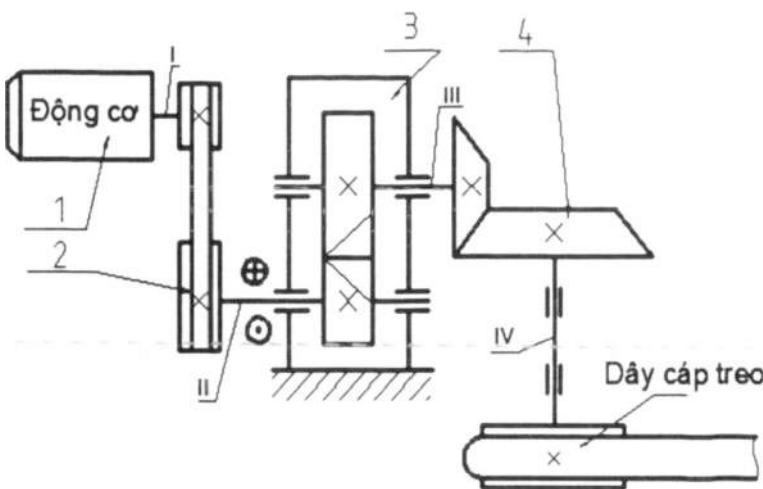
- Lưu tất cả file kết quả tính và thuyết minh vào một thư mục.
- Lưu các file mô hình chi tiết, mô hình lắp, bản vẽ vào cùng một thư mục.

ĐỀ THI NĂM 2012

Ngày thi: 22 tháng 04 năm 2012

Thiết kế hệ thống dẫn động cho dây cáp treo (hình 3.2) với các yêu cầu kỹ thuật sau:

Động cơ 1 có công suất $P_{dc} = 5,5\text{kW}$, số vòng quay $n_{dc} = 720\text{vg/ph.}$



- 1- Động cơ; 2- Bộ truyền đai thang các trục nằm mặt ngang
 3- Hộp giảm tốc các trục nằm trong mặt đứng
 4- Bộ truyền bánh răng côn thăng; 5- Dây cáp treo

Hình 3.2

❖ Số liệu ban đầu

- Công suất cần thiết kéo cáp: $P = 4,5\text{ kW}$, số vòng quay trục động cơ $n_{dc} = 720\text{ vg/ph}$.
- Số vòng quay trục công tác IV: $n = 40\text{ vg/ph}$
- Thời gian phục vụ: $a = 7 \text{ năm}$, quay một chiều, làm việc một ca, tải trọng tĩnh ($1 \text{ năm làm việc } 300 \text{ ngày}, 1 \text{ ca làm việc } 8 \text{ giờ}$)
 - Tỷ số truyền: cặp bánh răng trụ $u_{btr} = 4,0$; cặp bánh răng côn $u_{brc} = 2,0$.
 - Hiệu suất: bộ truyền đai thang $\eta_d = 0,95$; bánh răng trụ và côn $\eta_{btr} = \eta_{brc} = 0,97$; 1 cặp ốc lăn $\eta_{lo} = 0,99$

Phần 1. Phần tính toán chi tiết máy (20đ)

1.1. Chọn tỷ số truyền bộ truyền đai và lập bảng các thông số kỹ thuật

1.2. Thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng với các trục nằm trong mặt phẳng đứng

Cho trước: góc nghiêng răng $\beta = 20^\circ$.

Yêu cầu: Tính theo tiêu chuẩn ISO 6336:1996, chọn vật liệu (theo tiêu chuẩn ISO: thép 36Mn5 thường hóa với giới hạn mỏi tiếp xúc $s_{Hlim} \approx 540\text{ MPa}$, hệ số an toàn $S_H = 1,2$, $S_F = 1,3$), xác định thời gian làm việc L_h , khoảng cách trục, môđun m, số răng, đường kính vòng chia, chiều rộng vành răng, dịch chỉnh răng, vận tốc vòng của bánh răng, lực hướng tâm, lực tiếp tuyến, dọc trục,... Mô hình 3D cặp bánh răng.

Lưu ý: Các hệ số $K_A = 1$; $K_{Hv} = 1$; $K_{H\beta} = 1,2$; $K_{Ha} = 1$ khi nhập trong Autodesk Inventor.

1.3. Thiết kế bộ truyền đai thang với các trục nằm trong mặt phẳng ngang

Chọn trước: đường kính bánh đai $d_1 = 160\text{mm}$, khoảng cách trục $a = d_2$.

Yêu cầu bằng Autodesk Inventor: Chọn ký hiệu đai theo tiêu chuẩn DIN 2215, nhập các thông số d_1 , d_2 , L . Xác định số dây đai z và các thông số bộ truyền: vận tốc, lực căng đai ban đầu, lực vòng có ích, lực căng trên nhánh đai dẫn và bị dẫn, lực tác dụng lên trục, góc ôm đai, chiều rộng bánh đai, khoảng cách trục,... Mô hình 3D bộ truyền đai.

Lưu ý: Chọn các hệ số $P_{RB} = 2.5\text{ kW}$, $k_1 = 1.2$.

1.4 Chọn các thông số bộ truyền bánh răng côn và tính toán kiểm nghiệm

Tính bằng Autodesk Inventor: Cho trước $b = 30\text{mm}$, vật liệu theo tiêu chuẩn ISO: thép 36Mn5 thường hóa (với giới hạn mỏi tiếp xúc $s_{Hlim} \approx 540\text{ MPa}$, uốn $s_{Flim} \approx 320\text{ MPa}$), hệ số $K_A = 1$. Chọn chỉ tiêu tính và xác định môđun m_e , z_1 , z_2 theo ISO 6336:1996. Xác

định các thông số hình học, lực hướng tâm, lực tiếp tuyến, lực dọc trực. Mô hình 3D cắp bánh răng côn.

1.5 Thiết kế trục II, III và chọn then

Tính bằng tay: Xác định đường kính sơ bộ, phác thảo sơ bộ kết cấu trục với $[t] = 25\text{MPa}$.

Tính bằng Autodesk Inventor: Định kích thước các đoạn trục, chọn vật liệu thép với $S_y = 300\text{MPa}$, nhập giá trị các lực tác dụng lên trục, các biểu đồ mômen uốn, ứng suất,... Mô hình 3D các đoạn trục. Đưa các kết quả vào thuyết minh.

Chọn then theo phần mềm.

1.6. Chọn ồ lăn

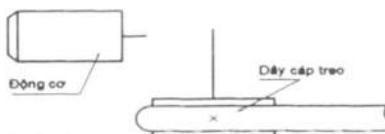
Chọn ồ lăn cho các trục II, III trong Autodesk Inventor theo tiêu chuẩn.

Phản 2. Phản mô hình hóa chi tiết máy và cụm chi tiết máy (5đ)

Hoàn thiện mô hình kết cấu các chi tiết và lắp cụm chi tiết lắp trên trục II, III, bao gồm bánh đai, hai bánh răng trụ, hai trục hộp giảm tốc II, III và bánh răng côn dẫn, các ồ lăn

Phản 3. Phản phân tích chi tiết máy và lựa chọn sơ đồ động (15đ)

3.1. Vẽ các phương án sơ đồ động cho hệ thống truyền động trên Autodesk Inventor: từ động cơ có trục nằm ngang với $n_{dc} = 720\text{vg/ph}$, đèn bộ phận công tác là trục thẳng đứng cho dây cáp treo $n_{cl} = 40\text{ vg/ph}$ như hình 3.3.



Hình 3.3

3.2. Giả sử ta có sẵn hộp giảm tốc bánh răng trụ răng nghiêng một cấp với thông số kỹ thuật: công suất $P = 5\text{ kW}$ và $u = 4$, góc nghiêng $\beta = 20^\circ$ với vật liệu và các hệ số cho như mục I.2. Yêu cầu:

a) Sử dụng phần mềm lập bảng giá trị các thông số hình học phụ thuộc vào số vòng quay n trực tiếp nhanh thay đổi trong khoảng từ 50vg/ph đến 720vg/ph với bước 30vg/ph.

Vòng quay n, vg/ph	Khoảng cách trực a_w, mm	Mô đun m_n, mm	Số răng z_1	Số răng z_2	Chiều rộng bánh dẫn b_1	Chiều rộng bánh bị dẫn b_2, mm
...

b) Theo kết quả câu a) bạn chọn sơ đồ động sử dụng hộp giảm tốc này trong trường hợp khoảng cách trực đo được là $a_w = 200\text{mm}$ và so sánh hai công thức gần đúng chọn môđun m: $m = (0,01\dots 0,02)a_w$ và theo ISO: $m_n \approx 2a_w \cos\beta / (43 + 14u)$.

c) Quy tắc tạo các dãy số tiêu chuẩn trong chi tiết máy? Cho hai ví dụ.

Lưu ý:

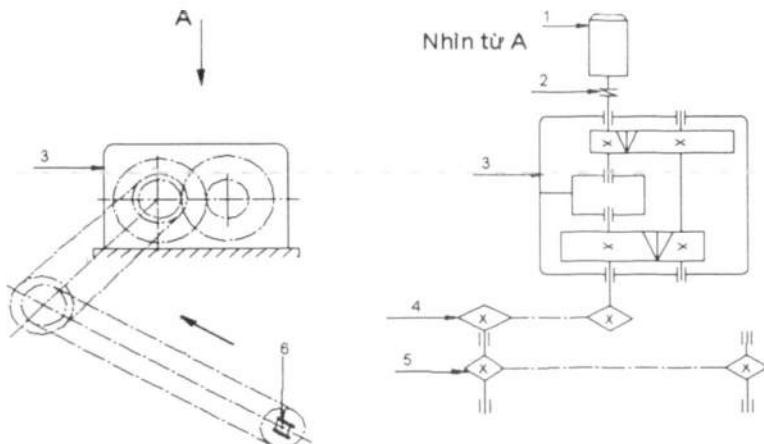
- Bài làm trình bày dạng file word bao gồm tất cả nội dung yêu cầu trên và lưu thành file có tên *UDTHCTM Sobaodanh*, ví dụ *UDTHCTM012.doc* và lưu dưới dạng .doc và .pdf file. Các file kết quả tính lưu dưới dạng PDF file.

- Lưu tất cả file kết quả tính và thuyết minh vào một thư mục
- Lưu các file mô hình chi tiết, mô hình lắp, bản vẽ vào cùng một thư mục.

ĐỀ THI NĂM 2013

Ngày thi: 14 tháng 04 năm 2013

Hệ thống dẫn động xích tải giữa các tầng tòa nhà (hình 3.4) với:



1. Động cơ; 2. Nối trực vòng đàm hồi; 3. Hộp giảm tốc hai cấp động trực;
4. Bộ truyền xích nghiêng với phương ngang một góc $\theta = 45^0$;
5. Xích tải; 6. Bộ phận cảng xích tải

Hình 3.4

Các yêu cầu kỹ thuật cho trước: Lực kéo xích tải $F = 8000\text{N}$, vận tốc xích tải $v = 0,24\text{m/s}$, bước xích tải $p_c = 40\text{mm}$, số răng đĩa xích tải $z = 9$, góc nghiêng bộ truyền xích nghiêng với phương ngang $\theta = 45^0$. Tỷ số truyền hộp giảm tốc đồng trục $u = 16$, thời gian làm việc $L = 6 \text{ năm}$, tải trọng tĩnh, 1 năm làm việc 300 ngày, mỗi ngày làm việc 12 giờ. Số vòng quay đồng bộ động cơ 1500vg/ph.

Phần 1. Phần tính toán chi tiết máy (20đ)

1.1. Tính công suất cần thiết, chọn tỷ số truyền bộ truyền xích, chọn động cơ và lập bảng các thông số kỹ thuật

1.2. Thiết kế các bộ truyền bánh răng trong hộp giảm tốc đồng trục

Yêu cầu: Tính trên phần mềm Autodesk Inventor theo tiêu chuẩn ISO 6336:1996, chọn vật liệu (theo tiêu chuẩn ISO: thép 17CrMoV5 11 thường hóa với giới hạn mỏi tiếp xúc $S_{Hlim} \approx 520\text{ MPa}$, hệ số an toàn $S_H = 1,2$, $S_F = 1,3$), xác định thời gian làm việc L_h , góc nghiêng răng, khoảng cách trực, môđun răng, số răng, đường kính vòng chia, chiều rộng vành răng, dịch chỉnh răng, vận tốc vòng của bánh răng, lực hướng tâm, lực vòng, lực dọc trực,... Mô hình 3D các cặp bánh răng.

Lưu ý: Chọn các hệ số phù hợp để tính toán trên phần mềm Autodesk Inventor.

Các kết quả đưa vào thuyết minh.

1.3. Thiết kế bộ truyền xích

Chọn trước: Số dây xích, số răng z_1 và z_2 .

Yêu cầu: Chọn xích theo tiêu chuẩn ISO 606:2004 (EU), nhập số răng z_1 , z_2 , công suất P , số vòng quay n .

Tính bằng Autodesk Inventor: Bước xích, số mắt xích, chiều dài xích, khoảng cách trực, đường kính các đĩa xích, vận tốc trung bình, lực trên nhánh căng F_1 và chùng F_2 , lực tác dụng lên trực. Mô hình 3D bộ truyền xích.

Các kết quả đưa vào thuyết minh.

1.4. Thiết kế các trực hộp giảm tốc đồng trục và chọn then

Tính bằng tay: Xác định đường kính sơ bộ, phác thảo sơ bộ kết cấu trực với $[\tau] = 30\text{ MPa}$.

Tính bằng Autodesk Inventor: Vẽ sơ đồ phân tích lực tác dụng lên các bánh răng, đĩa xích, nối trực. Định kích thước các đoạn trực, chọn vật liệu thép với $S_y = 400\text{ MPa}$, nhập giá trị các lực tác dụng lên trực, các biểu đồ mômen uốn, ứng suất,... Mô hình 3D các đoạn trực.

Chọn then theo phần mềm.

Đưa các kết quả vào thuyết minh.

1.5. Chọn ô lăn

Chọn ô lăn cho các trục hộp giảm tốc trong Autodesk Inventor theo tiêu chuẩn.

Đưa các kết quả vào thuyết minh.

Phần 2. Phần mô hình hóa chi tiết máy và cụm chi tiết máy (8đ)

Hoàn thiện mô hình kết cấu các chi tiết và lắp cụm chi tiết lắp trên trục hộp giảm tốc, bao gồm đĩa xích, các bánh răng, nửa nối trục, các ô lăn,...

Thể hiện bản vẽ 2D kết cấu trục trung gian với đầy đủ kích thước lắp, dung sai.

Đưa các kết quả vào thuyết minh.

Phần 3. Phần phân tích chi tiết máy và lựa chọn sơ đồ động (12đ)

3.1 Nếu thay thế các bánh răng trụ răng nghiêng bằng các cặp bánh răng trụ răng thẳng thì kích thước các bộ truyền thay đổi như thế nào. Minh chứng bằng kết quả tính toán trên phần mềm Autodesk Inventor với các giá trị góc nghiêng trong khoảng giá trị $20^0 \geq \beta \geq 8^0$.

3.2 Vẽ các phương án sơ đồ động cho hệ thống truyền động (trên Autodesk Inventor) với bộ phận công tác là xích tải như hình 3.4. Các yêu cầu kỹ thuật cho trước của bộ phận công tác như **Phần 1**.

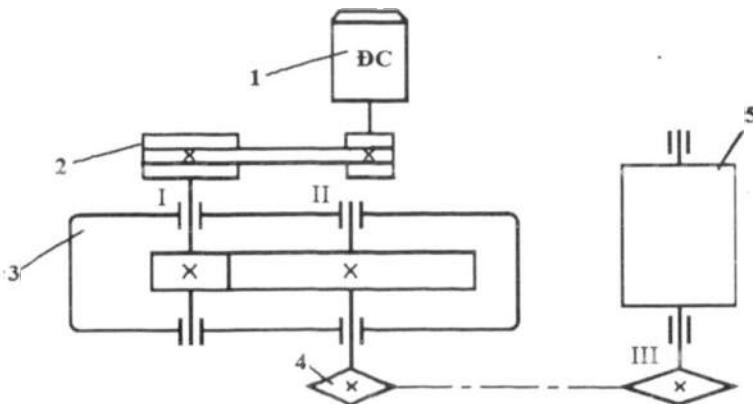
CHƯƠNG IV

ĐÁP ÁN ỨNG DỤNG TIN HỌC TRONG CHI TIẾT MÁY

ĐÁP ÁN NĂM 2011

Phần 1. Tính toán thiết kế

1. Phân phối tỷ số truyền và lập bảng các thông số kỹ thuật



Hình 4.1

- Tỉ số truyền chung: $u_{ch} = u_d u_b u_x = 20$

u_d - tỉ số truyền bộ truyền đai 3,2; u_x - xích 2,5

u_{br} - tỉ số truyền của bộ truyền bánh răng

$$u_{br} = 20 / (3,2 \cdot 2,5) = 2,5$$

- Công suất các trục:

Công suất làm việc:

$$P_{lv} = 4,16 \text{ kW}$$

$$P_{II} = \frac{P_{Iv}}{\eta_{ol}^2 \cdot \eta_x} = \frac{4,16}{0,99^2 \cdot 0,95} = 4,423 \text{ kW}$$

$$P_I = \frac{P_{II}}{\eta_{ol} \cdot \eta_{br}} = \frac{4,423}{0,99 \cdot 0,96} = 4,654 \text{ kW}$$

$$P_{dc} = \frac{P_{II}}{\eta_d} = \frac{4,654}{0,95} = 4,9 \text{ kW}$$

- Số vòng quay các trục:

$$n_{dc} = 960 \text{ vòng/phút};$$

$$n_I = \frac{n_{dc}}{u_d} = \frac{960}{3,2} = 300 \text{ vòng/phút}$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_{br}} = \frac{300}{2,5} = 120 \text{ vòng/phút};$$

$$n_{Iv} = \frac{n_{II}}{u_x} = \frac{120}{2,5} = 48 \text{ vòng/phút}$$

- Mômen xoắn động cơ và các trục:

$$T_i = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_i}{n_i}$$

$$T_{dc} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{dc}}{n_{dc}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4,9}{960} = 48745 \text{ Nmm};$$

$$T_I = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_I}{n_I} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4,654}{300} = 148153 \text{ Nmm}$$

$$T_{II} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4,423}{120} = 351997 \text{ Nmm}$$

$$T_{III} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4,16}{48} = 827667 \text{ Nmm}$$

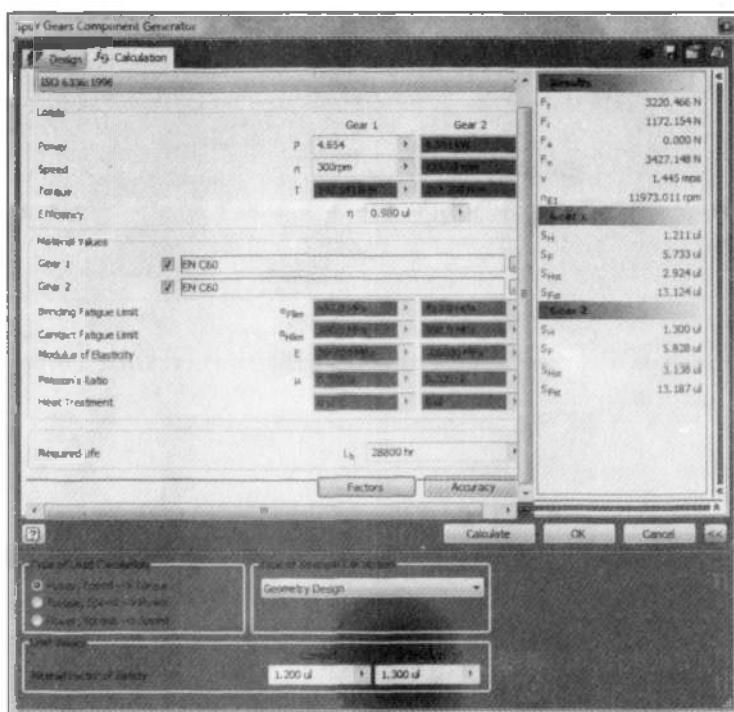
Bảng các thông số kỹ thuật:

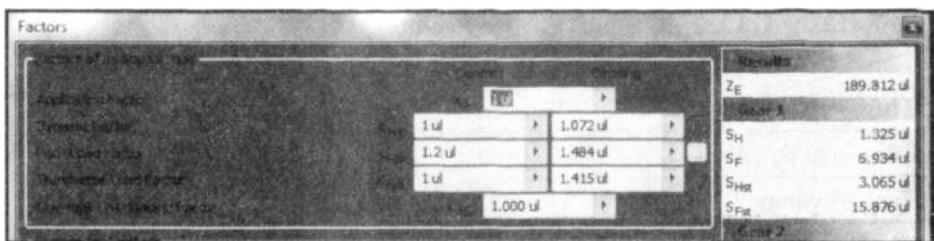
Bảng 1. Các thông số kỹ thuật của hệ thống truyền động

Thông số	Trục	Động cơ	I	II	III
Công suất P, kW		4,9	4,654	4,423	4,16
Tỉ số truyền u			3,2	2,5	2,5
Số vòng quay n, vg/ph		960	300	120	48
Mômen xoắn T, Nmm		48745	148153	351997	827667

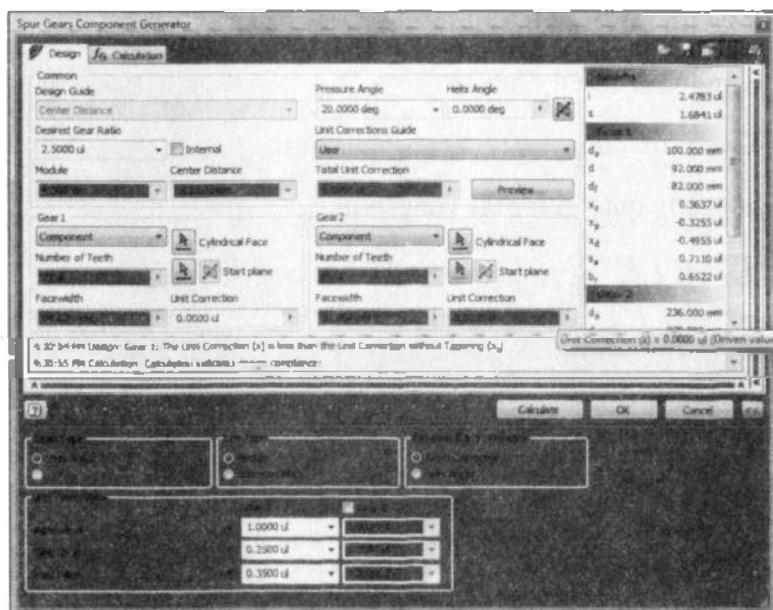
2. Thiết kế bộ truyền bánh răng

- Công suất $P = 4,654\text{ kW}$
- Tỷ số truyền $u_{br} = 2,5$
- Số vòng quay $n = 300 \text{ vòng/phút}$
- $L_h = LK_{nam} K_n = 6.300.16 = 28800 \text{ giờ.}$

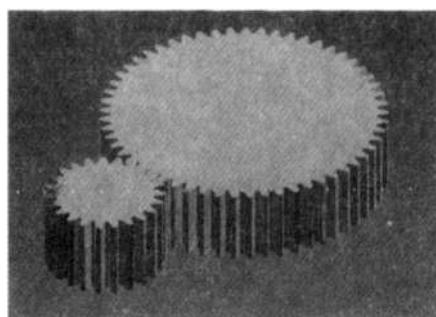
**Hình 4.2.** Các thông số trong tab Calculation



Hình 4.3. Các hệ số nhập theo yêu cầu của đề



Hình 4.4. Các thông số trong tab Design



Hình 4.5. Mô hình 3D bộ truyền bánh răng

- Kết quả tính trong Autodesk Inventor

Bảng 2. Các thông số bộ truyền bánh răng

STT	THÔNG SỐ	Kết quả
1	Chọn vật liệu	EN C60
2	Tính khoảng cách trực	160mm
3	Modun m	4
4	Số răng z1	23
5	Số răng z2	57
6	Đường kính vòng chia d1	92
7	Đường kính vòng chia d2	228
8	Chiều rộng vành răng b1	64
9	Chiều rộng vành răng b2	60
10	Lực hướng tâm F _r	1172,154 N
11	Lực tiếp tuyến F _t	3220,466N
12	Vận tốc vòng của bánh răng	1,445 m/s

3. Thiết kế trực và chọn then

a) Trục I và then

- Công suất $P_1 = 4,654 \text{ kW}$

- Mômen xoắn: $T_1 = 148141 \text{ Nmm}$

Số vòng quay: $n = 300 \text{ vg / ph}$

- Lực tác dụng lên trục từ kết quả tính bộ truyền đai: $F_r = 849,96 \text{ N}$

- Lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng (số liệu bảng 2):

$$F_{t1} = 3220,466 \text{ N}; F_{r1} = 1172,154 \text{ N}$$

- Đường kính trục vị trí lắp bánh đai:

$$d = \sqrt[3]{\frac{5T}{[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 148141}{20}} = 33,3\text{mm}; \text{chọn } d_0 = 35\text{mm}$$

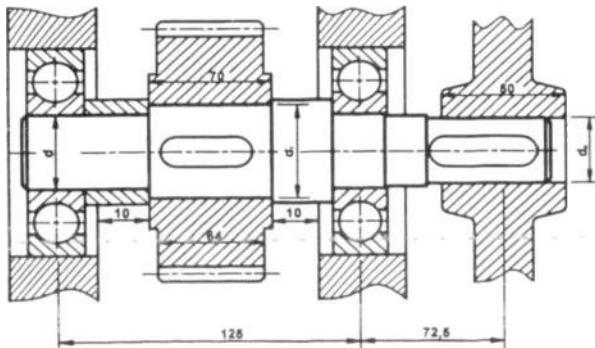
- Chọn sơ bộ kích thước dọc trục:

$$l_{m12} = 50; l_{m13} = 70; k_2 = 5; k_3 = 15; k_1 = 10;$$

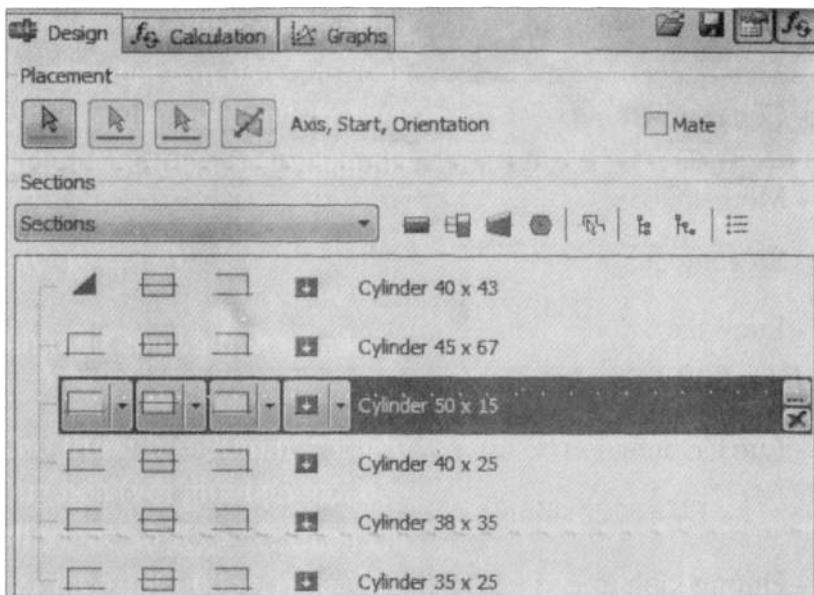
$$h_n = 20; b_o = 25; l_{13} = 0,5(l_{m13} + b_o) + k_1 + k_2 = 62,5$$

$$l_{11} = 2l_{13} = 2 \times 62,5 = 125;$$

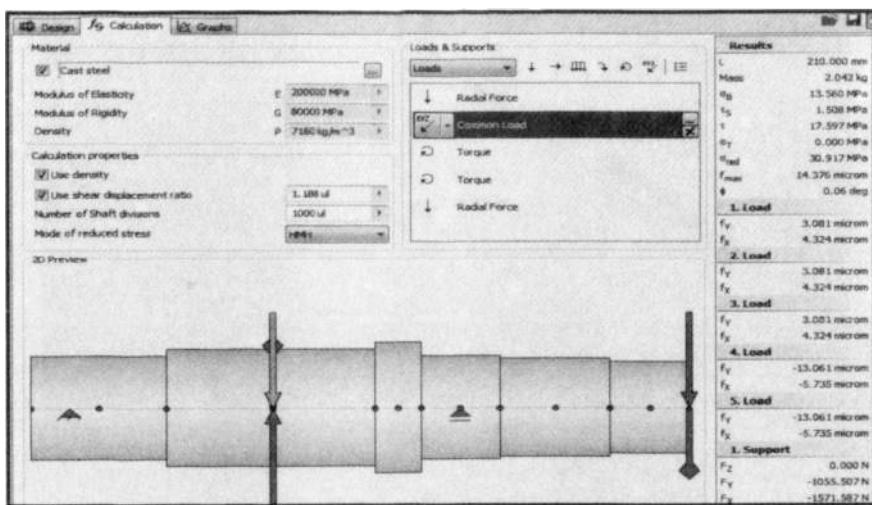
$$l_{12} = l_{c2} = 0,5(l_{m12} + b_o) + k_3 + h_n = 72,5$$



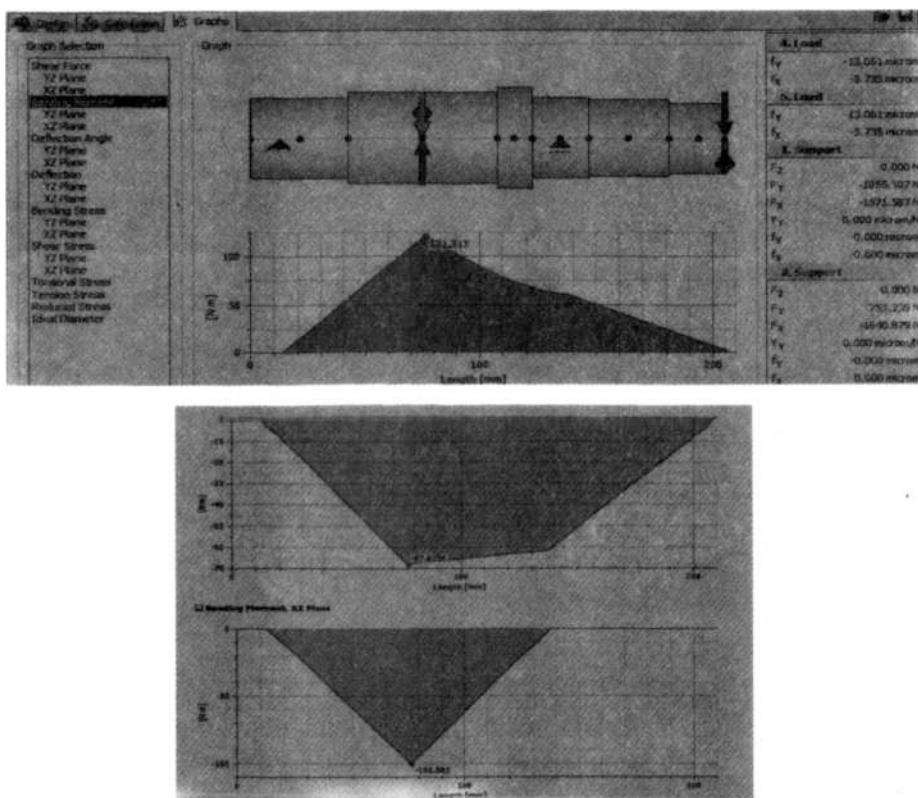
Hình 4.6. Phác thảo kết cấu trục 1



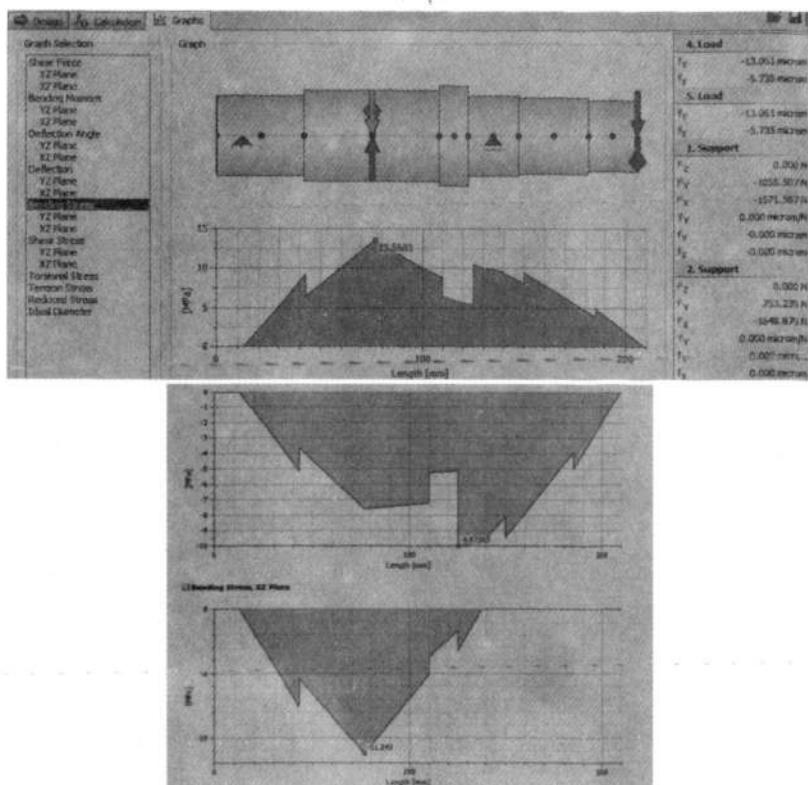
Hình 4.7. Tab Design cho trục 1



Hình 4.8. Tab Calculation các thông số cho trục 1

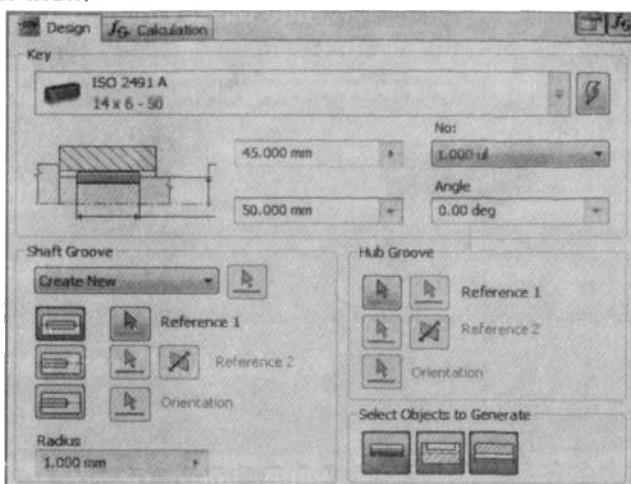


Hình 4.9. Biểu đồ mômen uốn



Hình 4.10. Biểu đồ ứng suất uốn

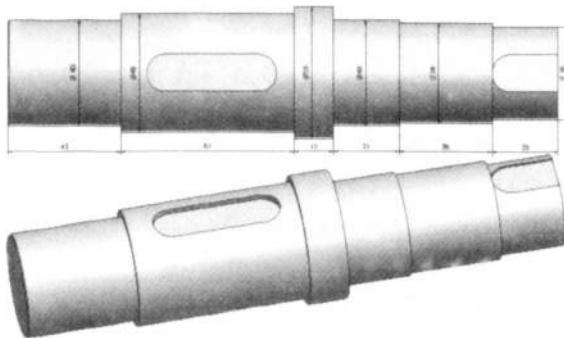
Chọn then:



Hình 4.11. Thông số trong tab Design



Hình 4.12. Thông số trong tab Calculation



Hình 4.13. Mô hình 3D trục I

b) Trục II và then:

- Công suất

$$P_1 = 4,423 \text{ kW}$$

- Mômen xoắn:

$$T_1 = 351997 \text{ Nmm}$$

- Số vòng quay:

$$n = 120vg / ph$$

- Lực tác dụng lên trục từ bộ truyền xích:

$$F_t = 3633,236 \text{ N}$$

- Lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng:

$$F_{t2} = 3220,466 \text{ N} \text{ và } F_r2 = 1172,154 \text{ N}$$

- Đường kính trục vị trí lắp bánh đĩa xích:

$$d = \sqrt[3]{\frac{5T}{[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{5.351997}{30}} = 38,8 \text{ mm, chọn } d_0 = 40 \text{ mm.}$$

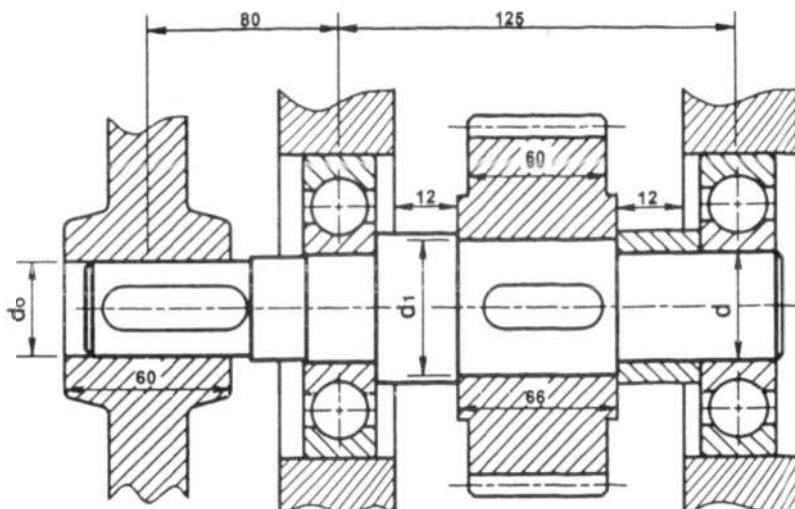
(lưu ý ta chọn $[\tau] = 20 \text{ MPa}$ – trục đầu vào; $[\tau] = 30 \text{ MPa}$ – trục đầu ra)

- Các trị số khoảng cách được chọn như sau:

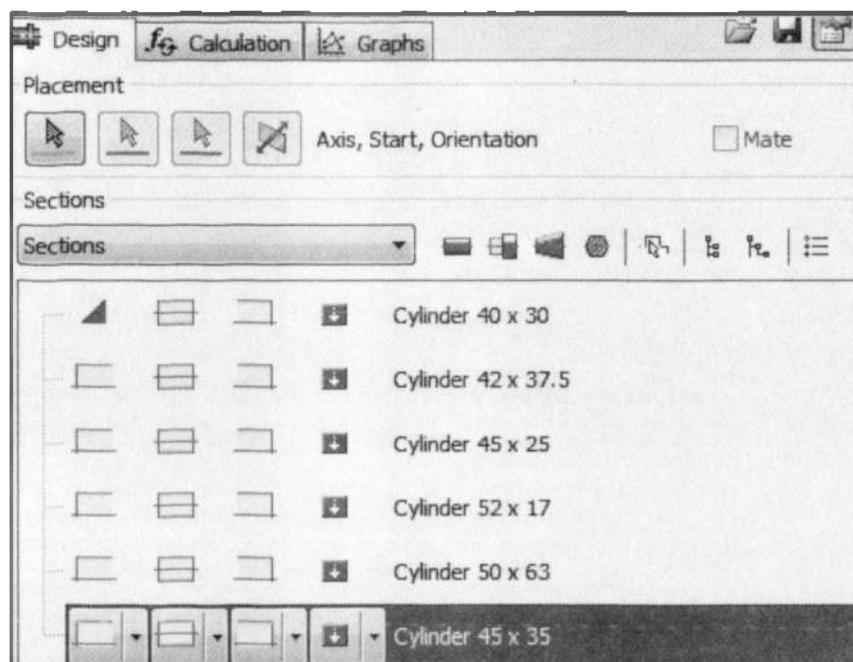
$$l_{m12} = 60; l_{m13} = 66; k_2 = 5; k_3 = 17,5; k_1 = 10; h_n = 20;$$

$$b_o = 25; l_{13} = 0,5(l_{m13} + b_o) + k_1 + k_2 = 62,5;$$

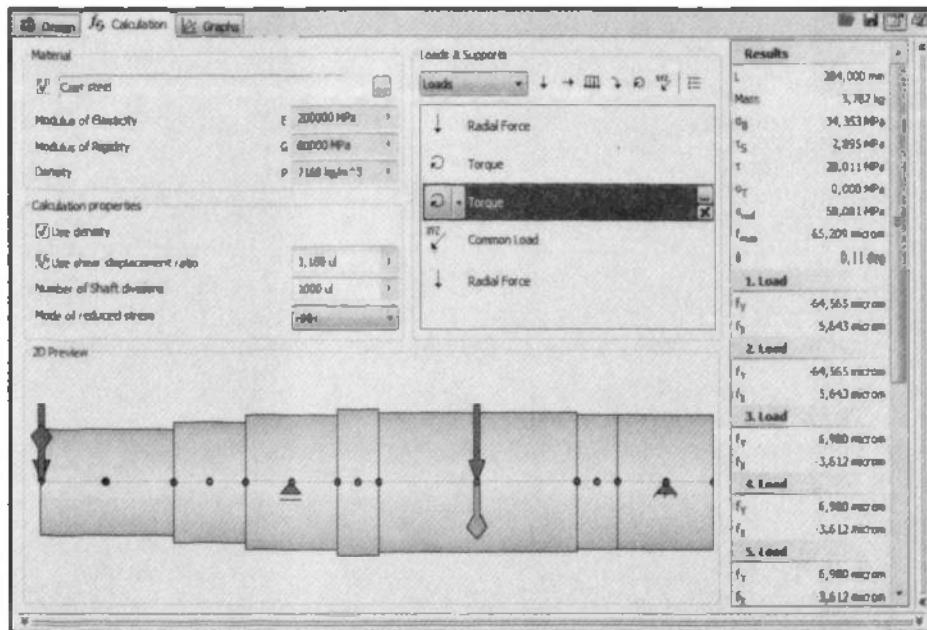
$$l_{11} = 2l_{13} = 2 \times 62,5 = 125; l_{12} = l_{c2} = 0,5(l_{m12} + b_o) + k_3 + h_n = 80$$



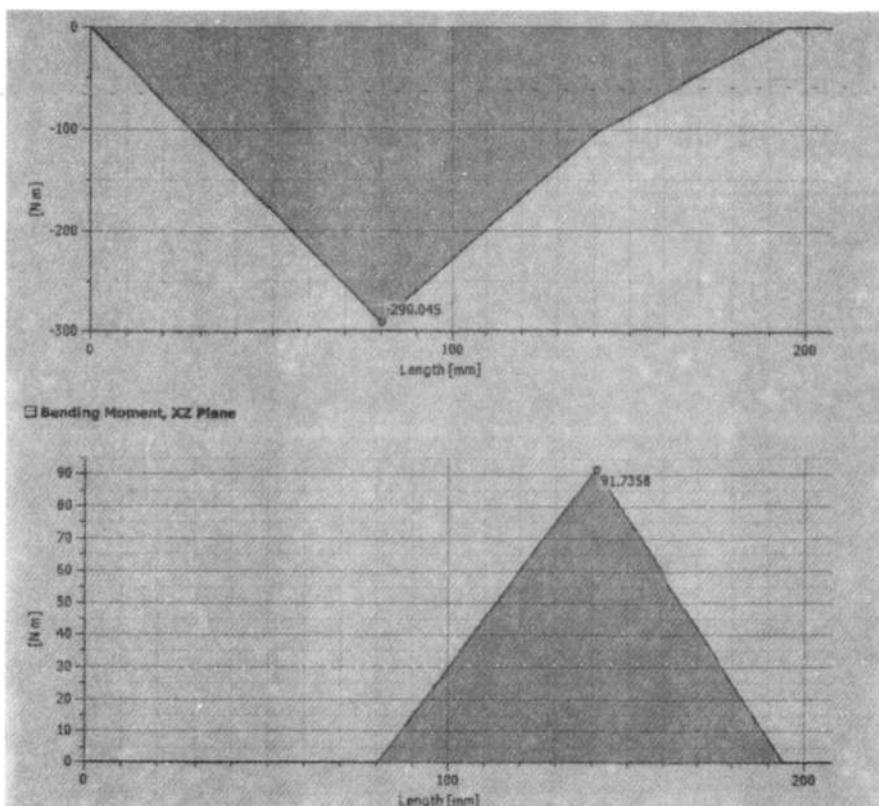
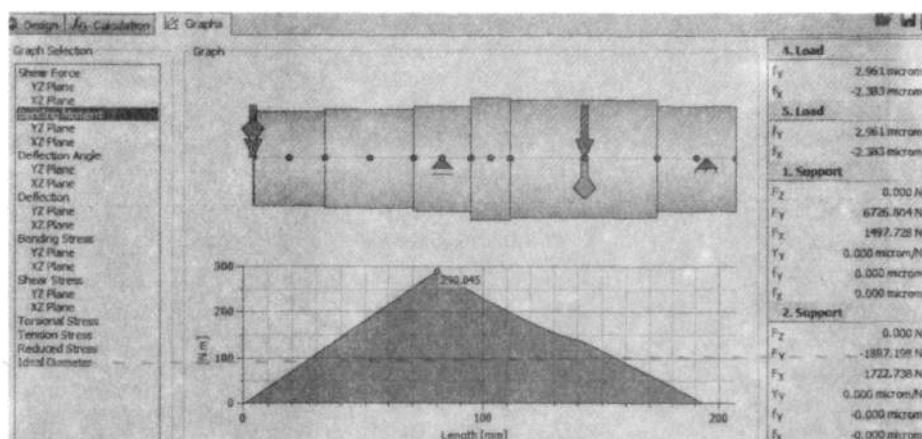
Hình 4.14. Phác thảo kết cấu của trục 2



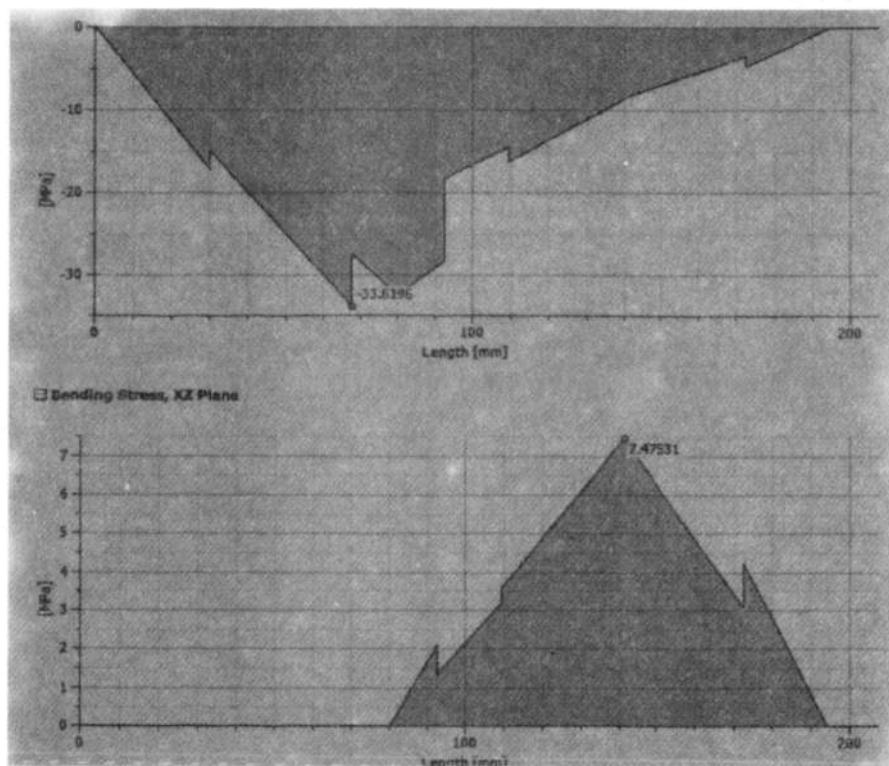
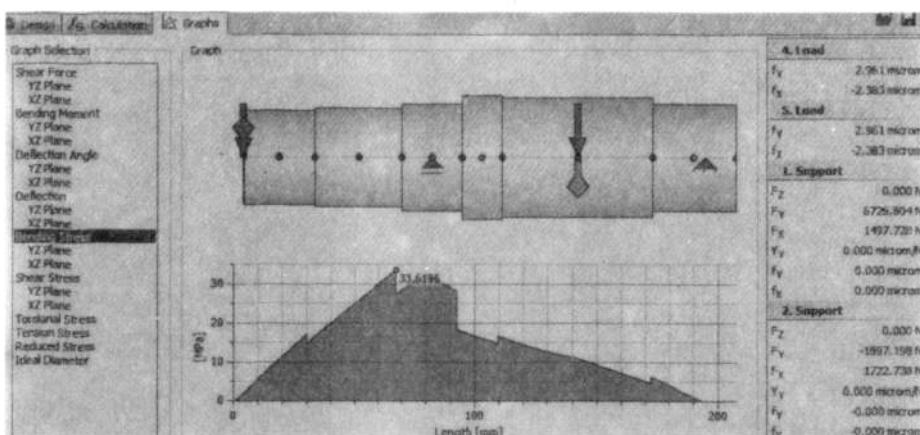
Hình 4.15. Kích thước trục trong tab Design



Hình 4.16. Thông số tính toán trục trong tab Calculation

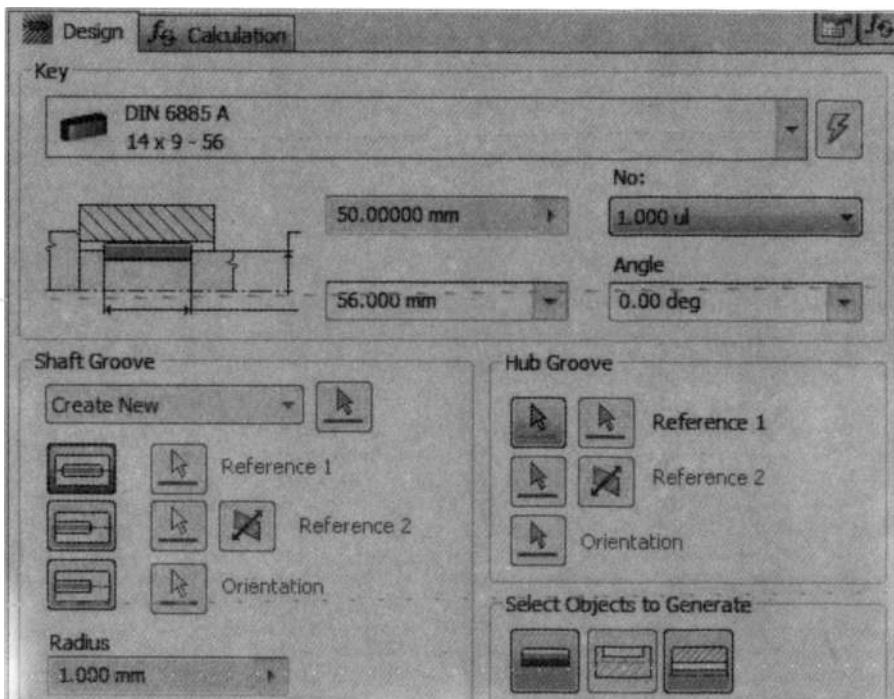


Hình 4.17. Mômen uốn trực 2

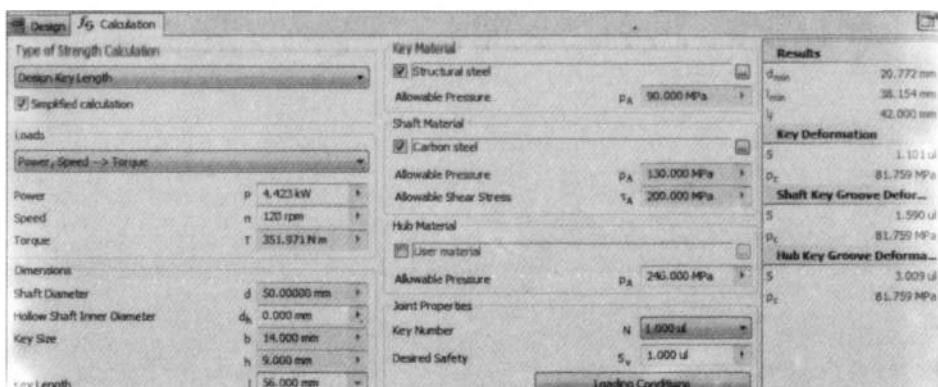


Hình 4.18. Ứng suất uốn trục 2

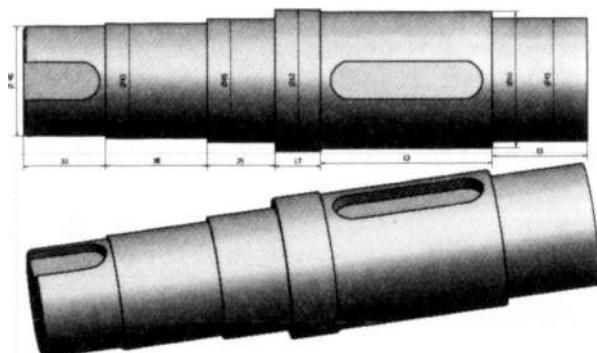
Thiết kế then cho trục 2:



Hình 4.19. Thông số then trong tab Design



Hình 4.20. Tính toán và chọn then trong tab Calculation



Hình 4.21. Mô hình 3D trục với rãnh then

4. Chọn ồ lăn

Tính toán ồ lăn cho trục I

Theo hình 4.16, ta có kết quả các lực tác dụng lên ồ

Tài trọng hướng tâm tác dụng lên ồ A:

$$F_{RA} = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{1055,507^2 + 1571,587^2} = 1893,14\text{N}$$

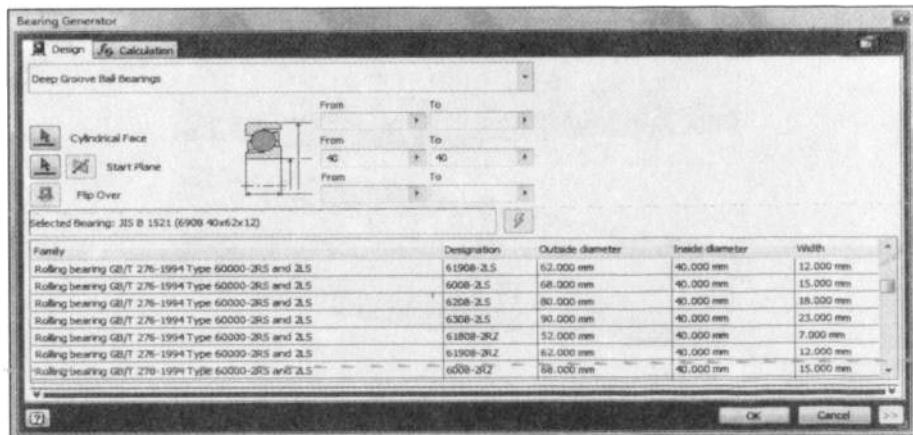
Tài trọng hướng tâm tác dụng lên ồ B:

$$F_{RB} = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{753,239^2 + 1648,879^2} = 1812,78\text{N}$$

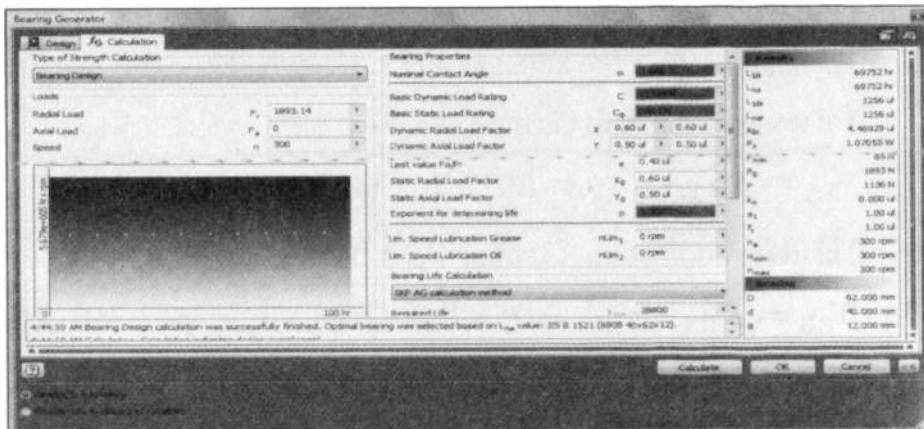
Vì $F_{RA} > F_{RB}$, nên ta tính toán theo ồ A:

$$F_R = F_{RA} = 1893,14\text{N}$$

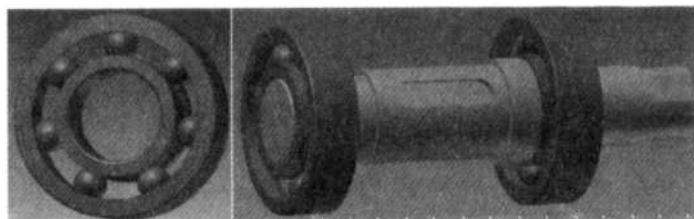
Số vòng quay $n = 300\text{vg/ph}$; $L = 28800\text{giờ}$, Ồ bi đỡ (Deep Groove Ball Bearing)



Hình 4.22. Tab Design cho ô trục 1



Hình 4.23. Tab Calculation cho ô trục 1



Hình 4.24. Mô hình 3D ô lăn cho trục 1

Tính toán ô lăn cho trục II

Theo hình 4.17, ta có kết quả các lực tác dụng lên ô.

Tài trọng hướng tâm tác dụng lên ô A:

$$F_{RA} = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{6726,804^2 + 1497,728^2} = 6891,52\text{N}$$

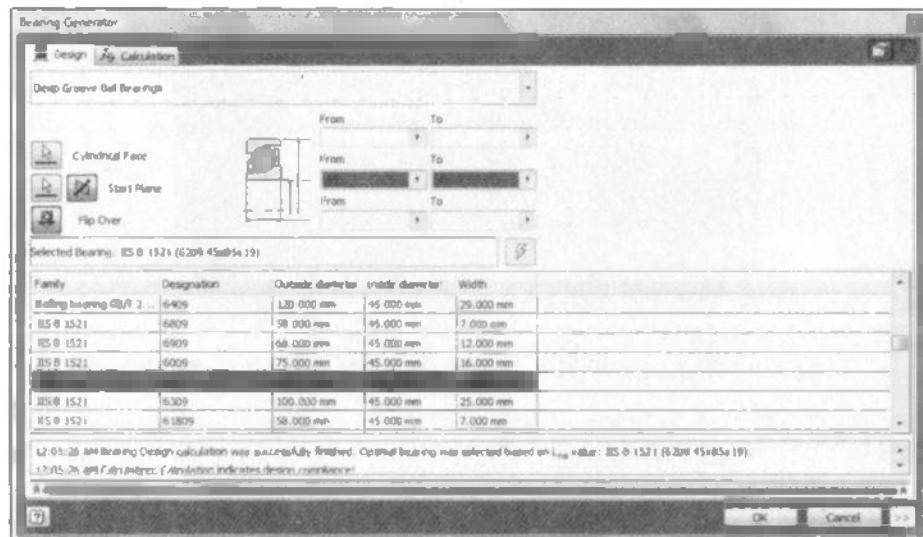
Tài trọng hướng tâm tác dụng lên ô B:

$$F_{RB} = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{1897,198^2 + 1722,738^2} = 2562,65\text{N}$$

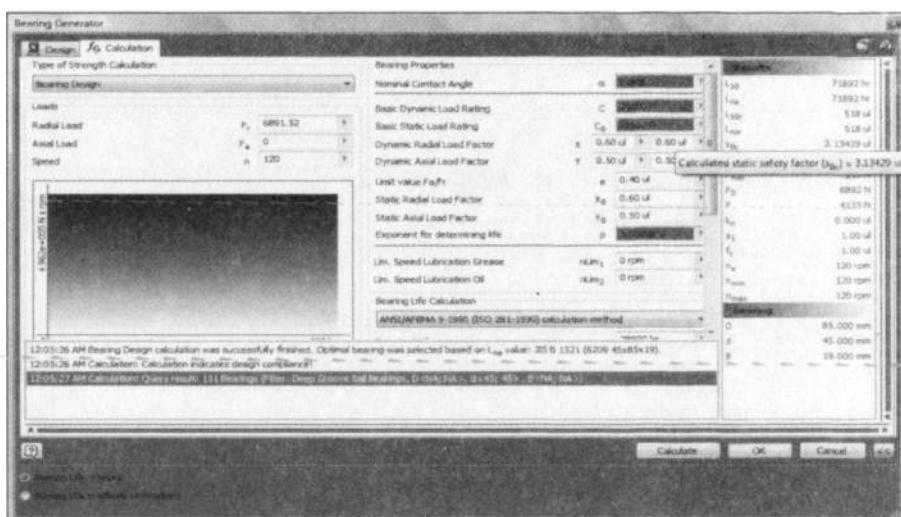
Vì $F_{RA} > F_{RB}$, nên ta tính toán theo ô A:

$$F_R = F_{RA} = 6891,5\text{N}$$

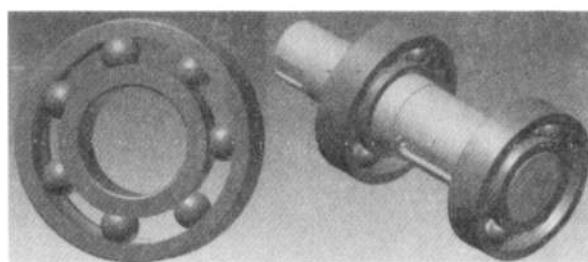
Số vòng quay $n = 120\text{vg/ph}$. $L = 14400$ giờ. Ô bi đỡ (Deep Groove Ball Bearing)



Hình 4.25. Tab Design cho ô trục II



Hình 4.26. Tab Calculation cho ô trục 2



Hình 4.27. Mô hình 3D ô lăn cho trục 2

5. Thiết kế bộ truyền đai

- Công suất $P = 4,9\text{ kW}$
- Số vòng quay $n = 960\text{vòng/phút}$

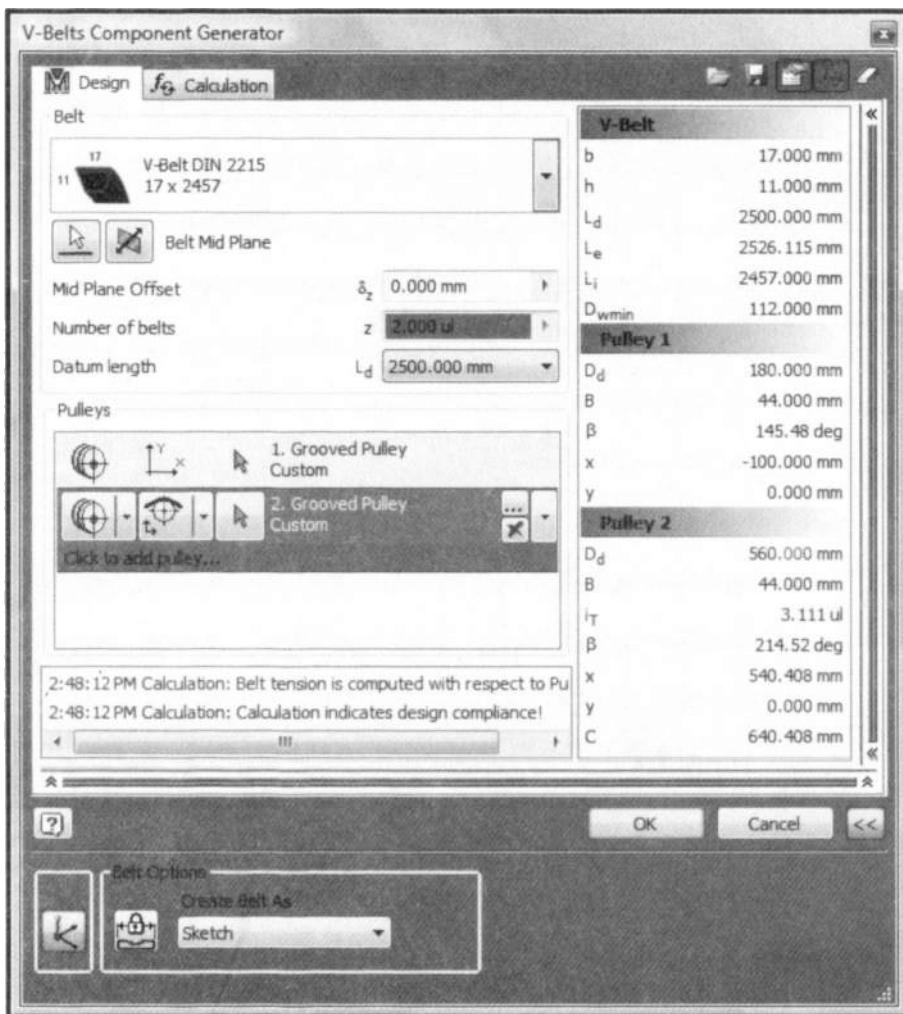
Chọn:

- Chọn đai thang loại B dựa trên công suất P và số vòng quay n
- Đường kính bánh đai nhỏ $d_1 = 180\text{mm}$
- Đường kính bánh đai lớn: $d_2 = \mu d_1(1 - \xi) = 3,2 \cdot 180 \cdot (1 - 0,01) = 570,24\text{mm}$ ta chọn $d_2 = 560\text{mm}$ theo tiêu chuẩn.
- Khoảng cách trục nhỏ nhất $a = d_2 = 560\text{mm}$.

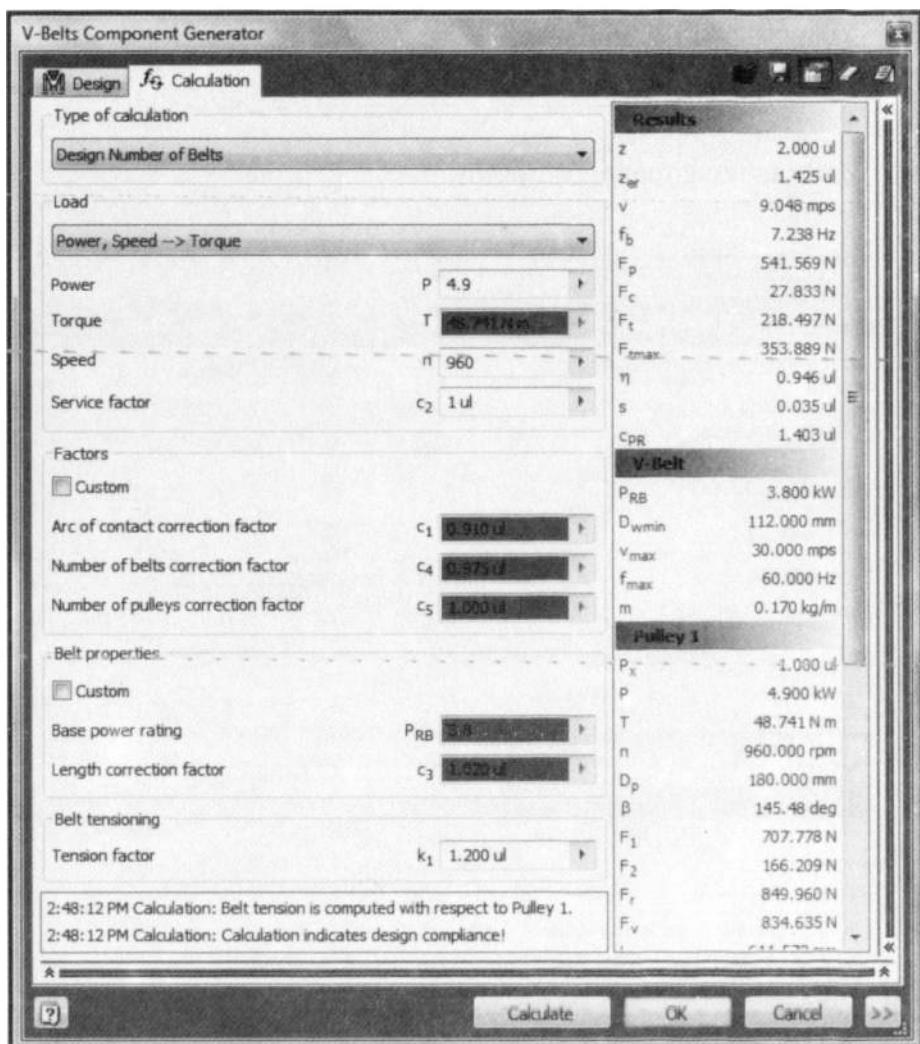
- Chiều dài tính toán của đai:

$$L = 2.560 + \frac{\pi(560+180)}{2} + \frac{(560-180)^2}{4.560} = 2346,9\text{mm}$$

chọn tiêu chuẩn $L = 2500\text{mm}$



Hình 4.28. Các thông số trong tab Design

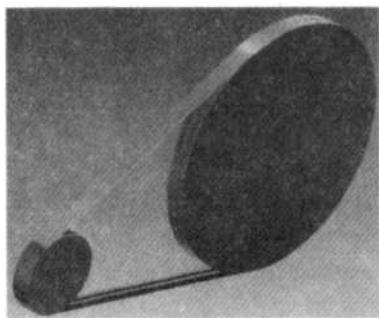


Hình 4.29. Các thông số trong tab Calculation

Kết quả tính trong Autodesk Inventor

Bảng 3. Các thông số tính từ Autodesk Inventor

STT	THÔNG SỐ	Kết quả
1	Loại đai	V-Belt DIN 2215 17 x 2457
2	Số dây đai z	2
3	Vận tốc	9,048m/s
4	Lực căng đai ban đầu	414N
5	Lực căng trên mỗi nhánh đai	218,5N
6	Lực căng trên nhánh căng	707,778N
7	Lực căng trên nhánh chùng	166,21N
8	Lực vòng có ích	541,569N
9	Lực tác dụng lên trực Fr	849,96N
10	Góc ôm đai	145,48° & 214,52°
11	Chiều dài dây đai	2500
12	Bề rộng bánh đai	44mm
13	Khoảng cách trực	640,408mm



Hình 4.30. Mô hình 3D bộ truyền đai

6. Thiết kế bộ truyền xích

- Công suất truyền $P = P_H = 4,423kW$
- Số vòng quay đĩa nhỏ $n = n_H = 120$ v/g/ph;

Tỷ số truyền $u = u_x = 2,5$

- Chọn xích con lăn hai dây

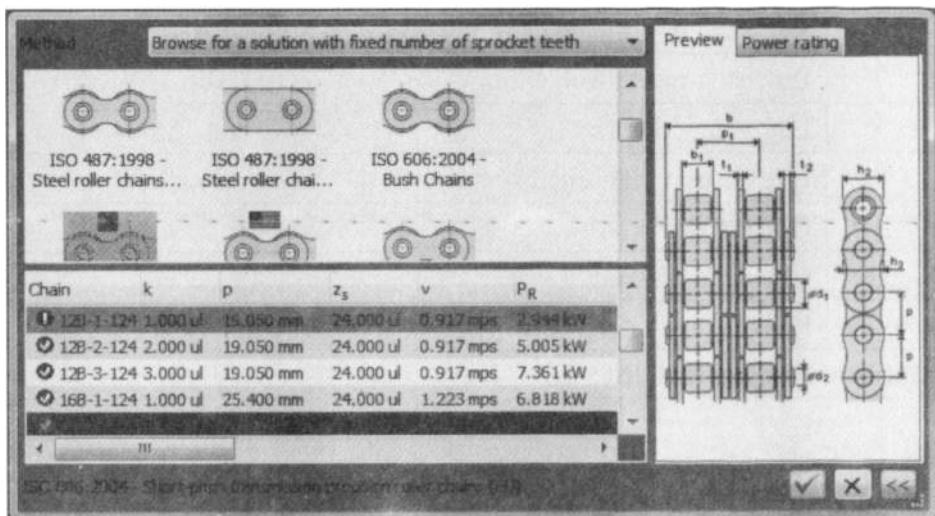
- Chọn số răng của đĩa xích:

$$z_1 = 29 - 2u_x = 29 - 2 \cdot 2,5 = 24 \text{ răng}$$

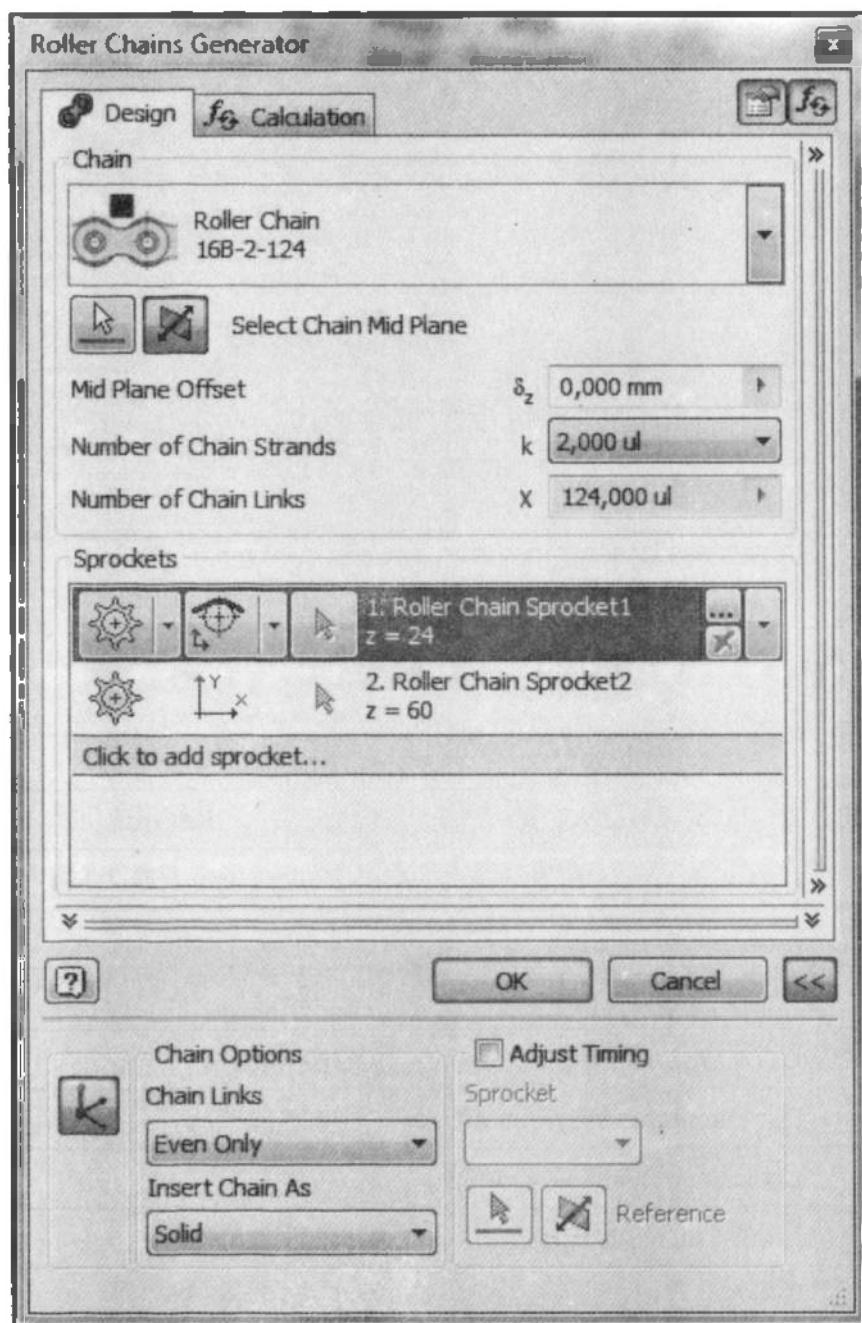
$$z_2 = u_x z_1 = 2,5 \cdot 24 = 60 \text{ răng}$$

- Chọn bước xích:

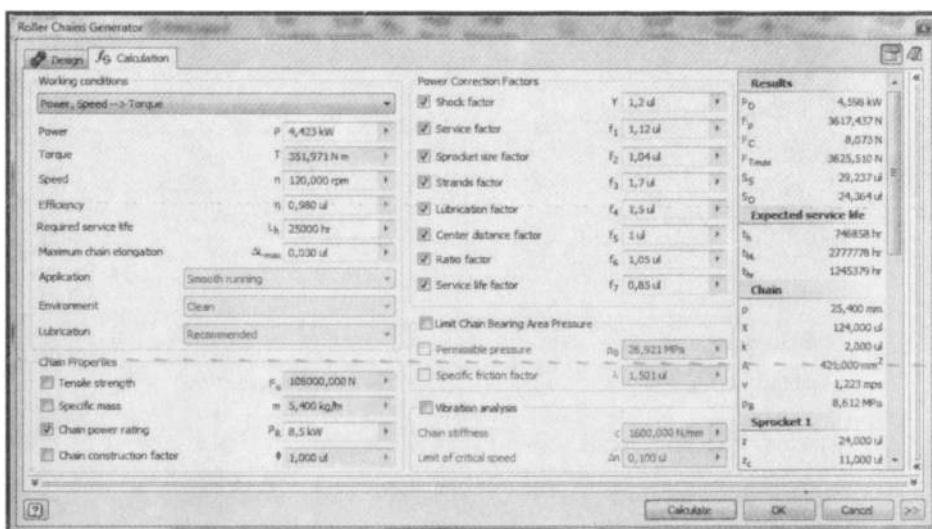
Chọn bước xích $p_c = 25,4mm$



Hình 4.31. Chọn xích con lăn hai dây trên tab Design



Hình 4.32. Các thông số trong tab Design

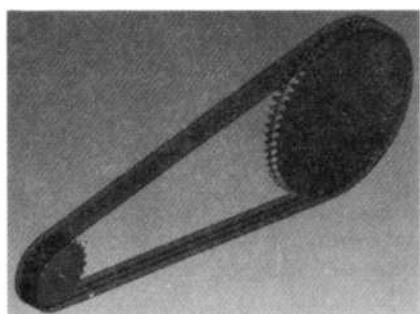


Hình 4.33. Các thông số trong tab Calculation

Kết quả tính trong Autodesk Inventor

Bảng 4. Thông số bộ truyền xích

STT	THÔNG SỐ	Kết quả
1	Loại xích	Roller chain 16B-2-124
2	Số dây xích	2
3	Số mắt xích	124
4	Lực vòng có ích	3617,437N
5	Lực căng trên nhánh chủ động	3625,5N
6	Lực căng trên nhánh bị động	8,1N
7	Lực tác dụng lên trục Fr	3633,236N
8	Góc ôm	163,79° & 196,21°
9	Khoảng cách trục	1031mm
10	Đường kính đĩa xích d1, d2	194,597mm & 485,326mm



Hình 4.34. Bộ truyền xích được thiết kế

Phần 2. Mô hình hóa chi tiết và lắp 3D (15đ)

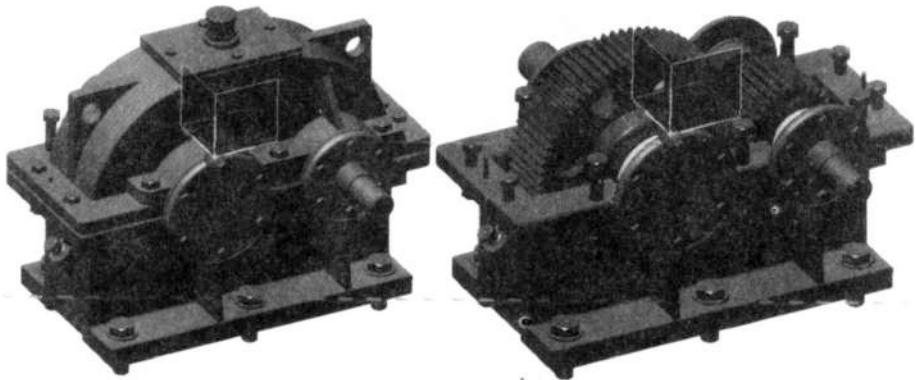
1. Mô hình hóa các chi tiết không tiêu chuẩn



2. Các chi tiết tiêu chuẩn chèn từ Content Center

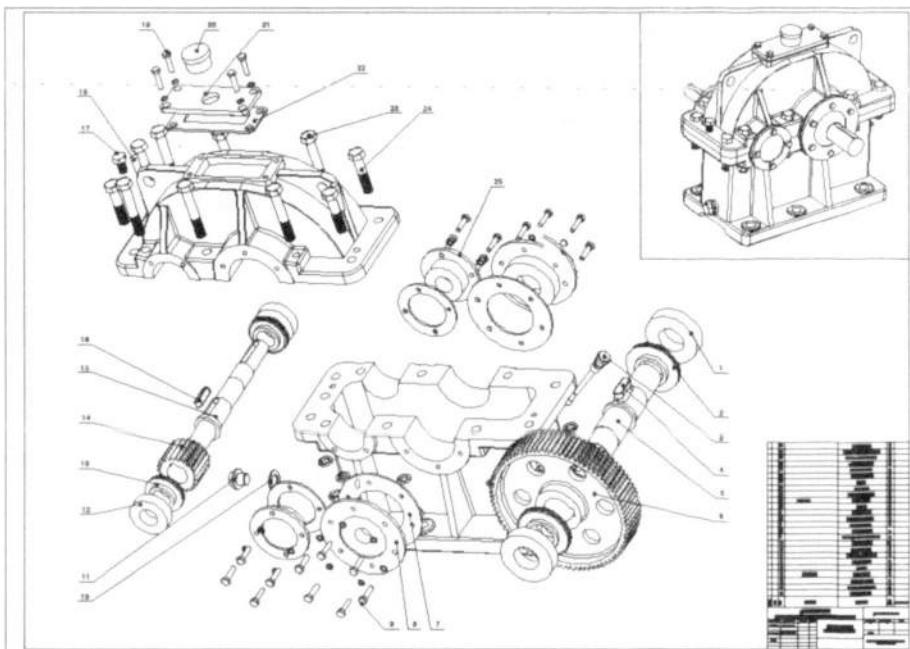


3. Lắp ráp mô hình 3D



Hình 4.35. Lắp ráp mô hình 3D: lắp ráp và chèn các chi tiết tiêu chuẩn

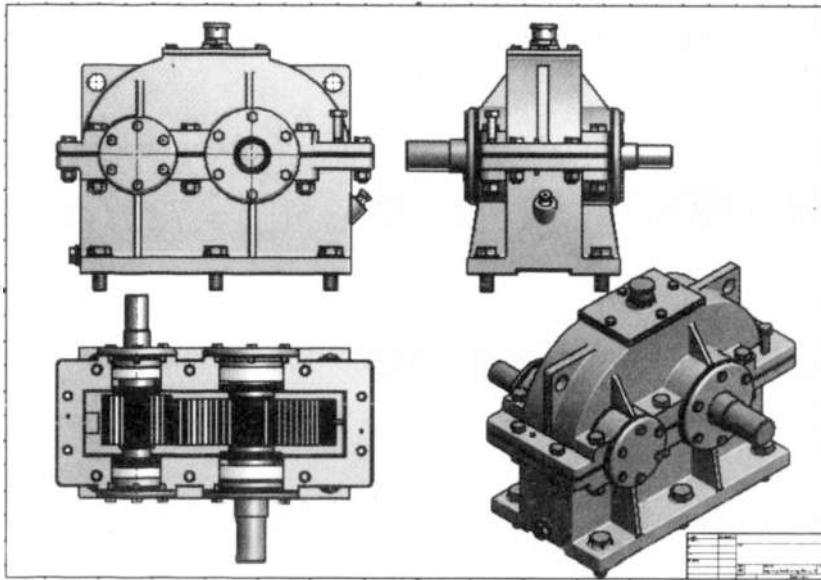
4. Bản vẽ lắp 3D (tách các chi tiết)



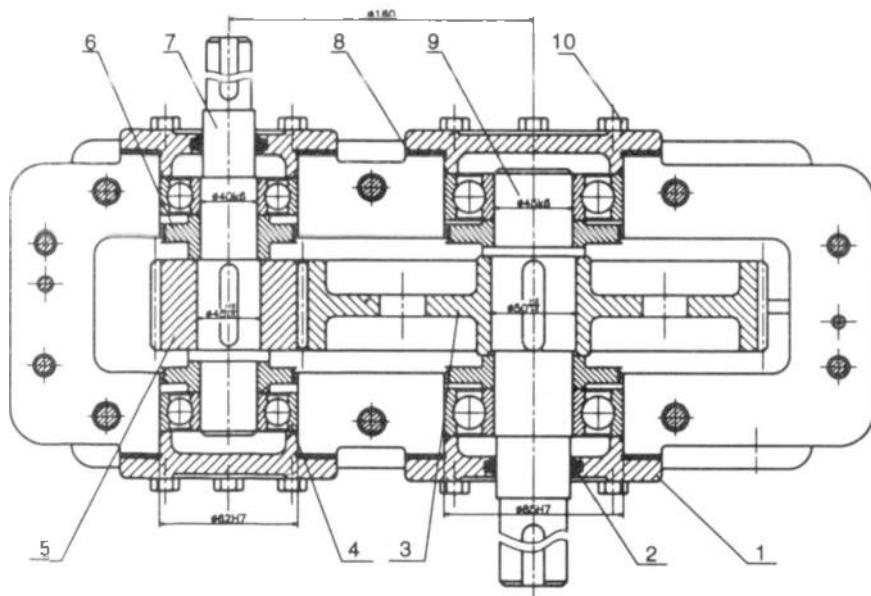
Hình 4.36. Bản vẽ lắp tách

Phần 3. Bản vẽ lắp 2D

Tạo bản vẽ lắp bản vẽ 2D là hình chiếu bằng của từ mô hình 3D.



Hình 4.37. Ba hình chiếu từ mô hình 3D



Hình 4.38. Hoàn thiện bản vẽ 2D hình chiếu bằng

ĐÁP ÁN NĂM 2012

Phần 1. Thuyết minh

Phần thuyết minh bao gồm các mục sau.

1.1. Tỷ số truyền bộ truyền đai và lập bảng các thông số kỹ thuật

- Tỷ số truyền chung: $u_{ch} = u_d u_{br} u_{brc} = 720 / 40 = 18$

u_{br} - tỷ số truyền của bộ truyền bánh răng: $u_{br} = 4$, $u_{brc} = 2$

u_d - tỷ số truyền bộ truyền đai $u_d = 18 / (4 \cdot 2) = 2,25$

- Công suất các trục:

Công suất làm việc:

$$P_{lv} = 4,5 \text{ kW}$$

$$P_{III} = \frac{P_{lv}}{\eta_{ol} \eta_{brc}} = \frac{4,5}{0,99 \cdot 0,97} = 4,686 \text{ kW}$$

$$P_{II} = \frac{P_{III}}{\eta_{ol} \eta_{br}} = \frac{4,686}{0,99 \cdot 0,97} = 4,88 \text{ kW}$$

$$P_I = \frac{P_{II}}{\eta_d \eta_{ol}} = \frac{4,88}{0,95 \cdot 0,99} = 5,189 \text{ kW}$$

- Số vòng quay các trục:

$$n_{dc} = 720 \text{ vg/ph}$$

$$n_{II} = \frac{n_{dc}}{u_d} = \frac{720}{2,25} = 320 \text{ vg/ph}$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_{br}} = \frac{320}{4} = 80 \text{ vg/ph}$$

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{2} = \frac{80}{2} = 40 \text{ vg/ph}$$

- Mômen xoắn động cơ và các trục:

$$T_i = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_i}{n_i}$$

$$P_{IV} = 4,5 \text{ kW}$$

$$P_{III} = \frac{P_{IV}}{\eta_{ol} \eta_{brc}} = \frac{4,5}{0,99 \cdot 0,97} = 4,686 \text{ kW}$$

$$P_{II} = \frac{P_{III}}{\eta_{ol} \eta_{brt}} = \frac{4,686}{0,99 \cdot 0,97} = 4,88 \text{ kW}$$

$$P_I = \frac{P_{II}}{\eta_d \eta_{ol}} = \frac{4,88}{0,95 \cdot 0,99} = 5,189 \text{ kW}$$

- Mômen xoắn động cơ và các trục:

$$T_i = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_i}{n_i}$$

$$T_{dc} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_I}{n_{dc}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{5,189}{720} = 68826 \text{ Nmm}$$

$$T_{II} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4,88}{320} = 145637,5 \text{ Nmm}$$

$$T_{III} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4,686}{80} = 559391 \text{ Nmm}$$

$$T_{IV} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4,5}{40} = 1074375 \text{ Nmm}$$

Bảng các thông số kỹ thuật:

Bảng 1. Các thông số kỹ thuật của hệ thống truyền động

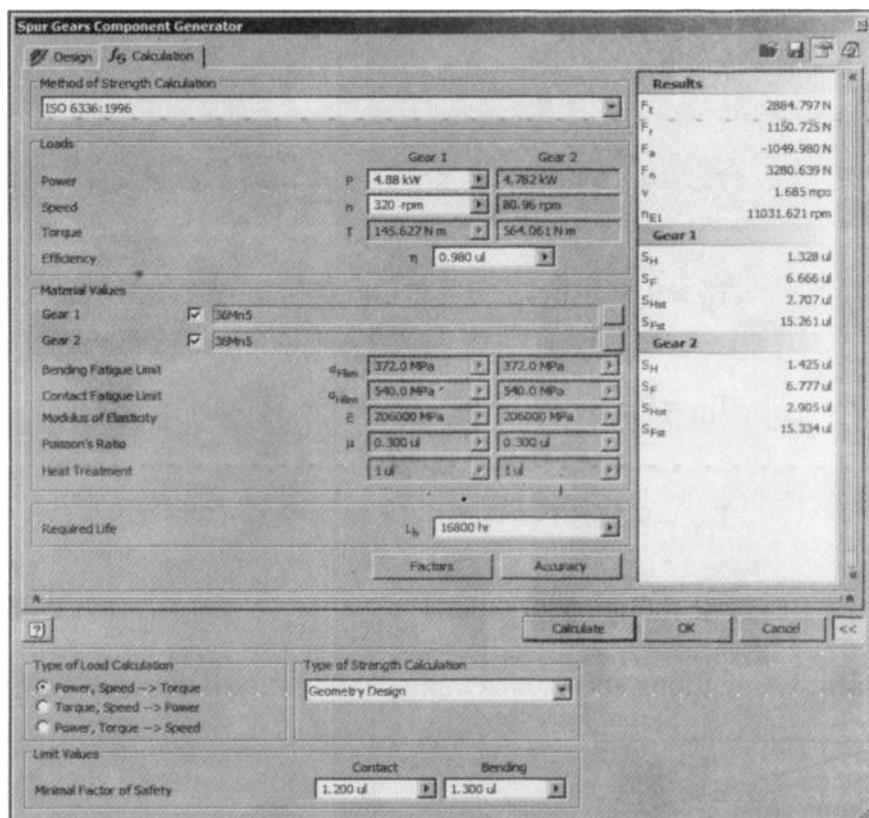
Thông số	Trục	I	II	III	IV
Công suất P, kW		5,189	4,88	4,686	4,5

Tỉ số truyền u	2,25	4	2
Số vòng quay n , vg/ph	720	320	80
Mômen xoắn T , Nmm	68826	145637,5	559391

1.2. Thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

Số liệu cho trước:

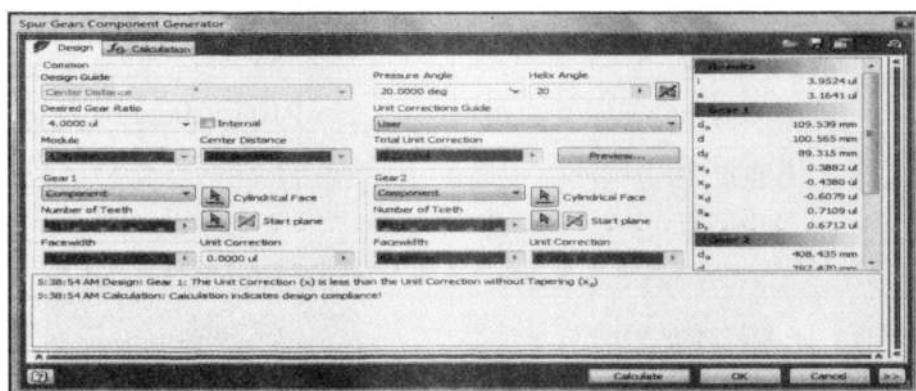
- Công suất $P = 4,88 \text{ kW}$
- Tỷ số truyền $u_{br} = 4$
- Số vòng quay $n = 320 \text{ vòng/phút}$
- Tuổi thọ tính bằng giờ: $L_h = LK_{\text{năm}} K_n = 7.300.8 = 16800 \text{ giờ.}$



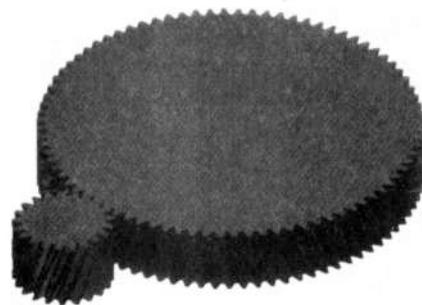
Hình 4.39. Các thông số trong tab Calculation

Factors					Results	
Factors of additional Load		Contact	Bending		Z _E	189.812 ul
Application Factor	K _A	1.0	1.0		Gear 1	1.233 ul
Dynamic Factor	K _{Hv}	1.0 ul	1.072 ul			
Face Load Factor	K _{Hf}	1.2 ul	1.484 ul		S _H	5.728 ul
Transverse Load Factor	K _{Hx}	1 ul	1.415 ul		S _F	2.512 ul
One-time Overloading Factor	K _{AS}	1.000 ul	1.000 ul		S _{Hst}	13.114 ul
Factors for Contact					Gear 2	1.0

Hình 4.40. Các hệ số nhập theo yêu cầu của đề



Hình 4.41. Các thông số trong tab Design



Hình 4.42. Bộ truyền bánh răng theo yêu cầu thiết kế

Kết quả tính trong Autodesk Inventor

Bảng 2. Các thông số bộ truyền bánh răng

STT	THÔNG SỐ	Kết quả
1	Chọn vật liệu	36Mn5
2	Tính khoảng cách trực	250mm
3	Môđun m	4,5mm
4	Số răng z_1	21
5	Số răng z_2	83
6	Đường kính vòng chia d_1	100,565mm
7	Khoảng dịch chính	0,2211
8	Đường kính vòng chia d_2	397,47mm
9	Chiều rộng vành răng b_1	72mm
10	Chiều rộng vành răng b_2	67,5mm
11	Lực hướng tâm F_r	1150,7N
12	Lực tiếp tuyến F_t	2884,8N
13	Lực dọc trực F_a	1050N
14	Vận tốc vòng của bánh răng	1,685m/s

1.3. Thiết kế bộ truyền đai

Công suất $P = 5,189\text{ kW}$;

Số vòng quay: $n = 720\text{ vòng/phút}$

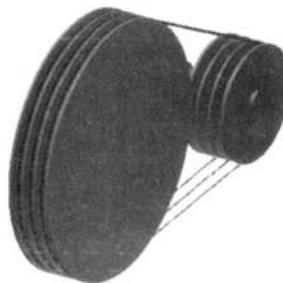
Chọn đai thang loại B dựa trên công suất P và số vòng quay n ; đường kính bánh đai nhỏ $d_1 = 160\text{mm}$ đường kính bánh đai lớn: $d_2 = u_d \cdot d_1 \cdot (1 - \xi) = 2,25 \cdot 160 \cdot (1 - 0.01) = 356,4\text{mm}$ ta chọn $d_2 = a = 355\text{mm}$

Chiều dài tính toán của đai:

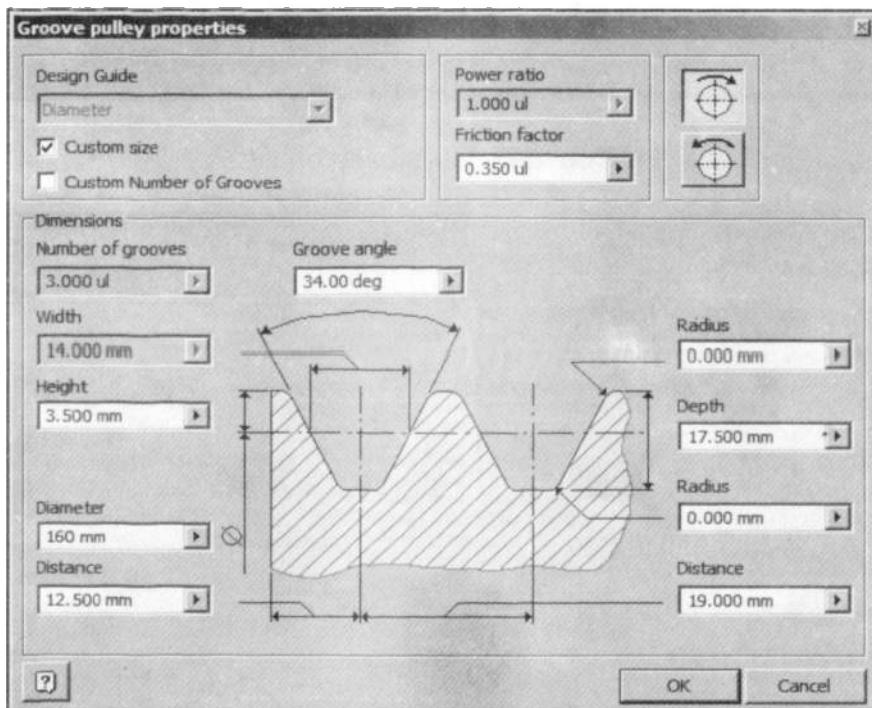
$$L = 2.a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4.a}$$

$$= 2.355 + \frac{\pi(160 + 355)}{2} + \frac{(355 - 160)^2}{4.355} = 1545,7\text{mm}$$

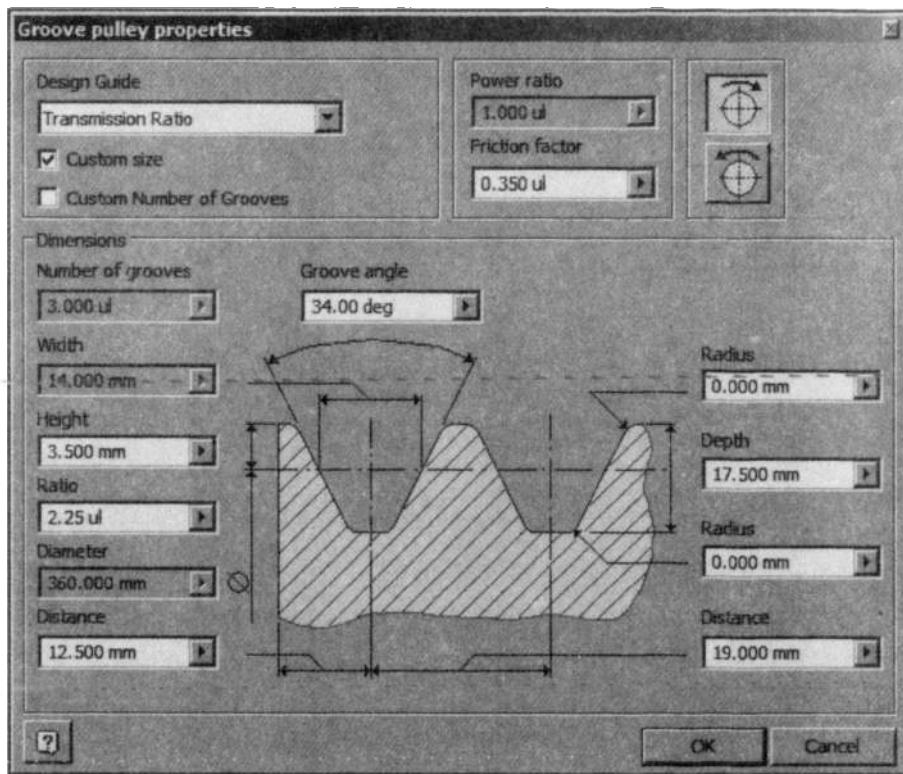
Chọn chiều dài đai theo tiêu chuẩn $L = 1543\text{mm}$ (theo DIN)



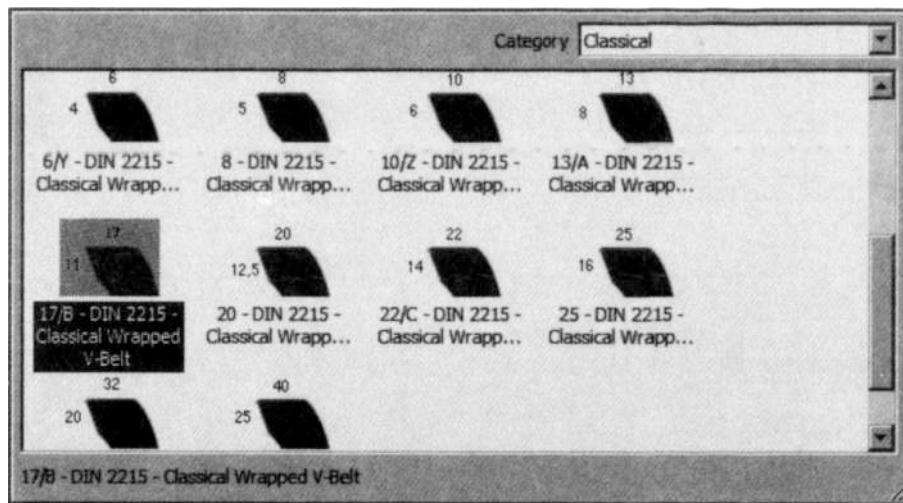
Hình 4.43. Chèn bộ truyền đai và file mô hình lắp



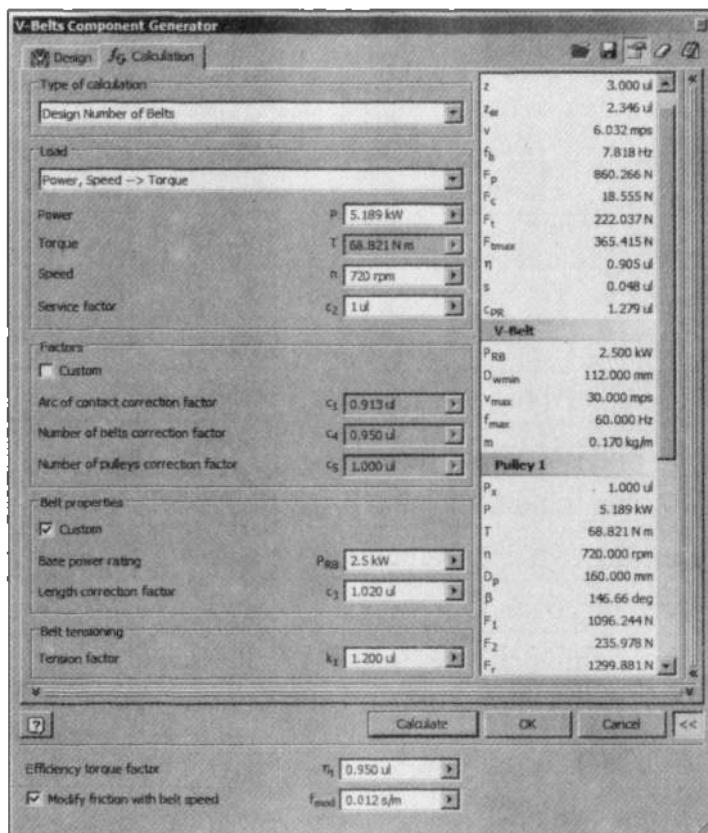
Hình 4.44. Nhập bánh dẫn



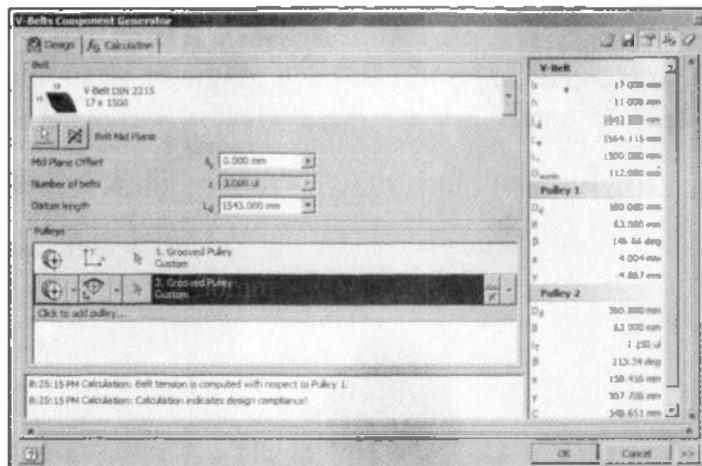
Hình 4.45. Nhập bánh bị dăn



Hình 4.46. Chọn đai



Hình 4.47. Các thông số và kết quả tính



Hình 4.48. Nhập các thông số và Kết quả tính

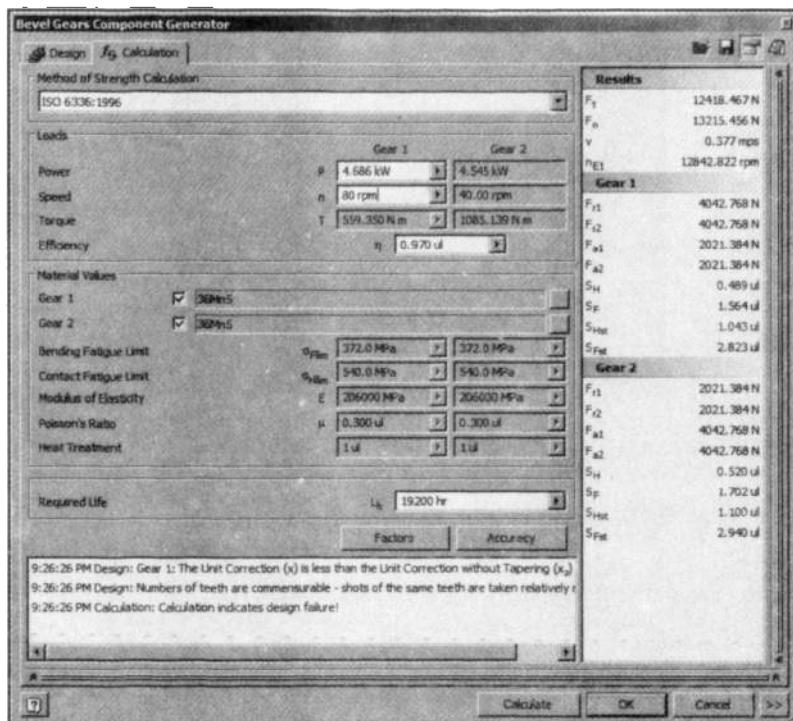
Kết quả tính trong Autodesk Inventor

Bảng 3. Các thông số tính từ Autodesk Inventor

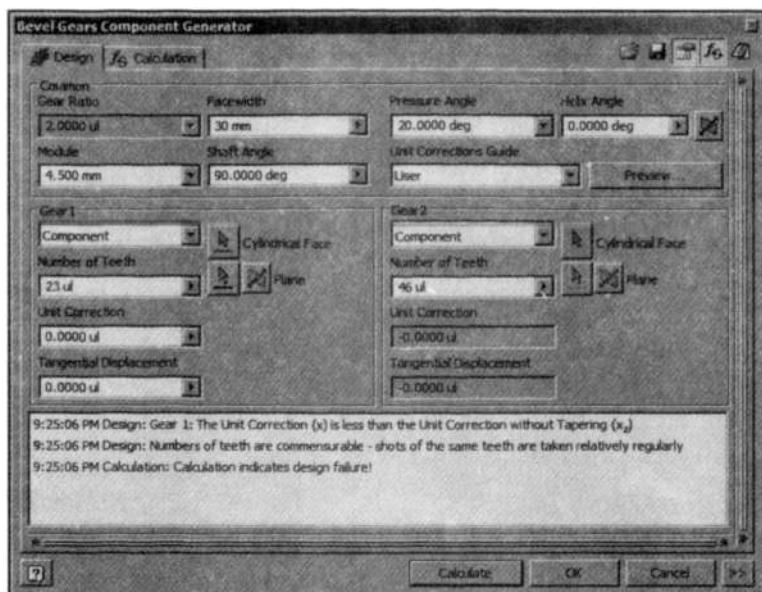
STT	Thông số	Kết quả
1	Loại đai	V-Belt DIN 2215 17x1543
2	Số dây đai z	3
3	Vận tốc	6,032m/s
4	Lực căng đai ban đầu	666N
5	Lực căng trên mỗi nhánh đai	222N
6	Lực căng trên nhánh căng F_1	$1096,2/3 = 365,4N$
7	Lực căng trên nhánh chùng F_2	$236/3 = 78,7N$
8	Lực vòng có ích F_t	$860,2/3=286,7N$
9	Lực tác dụng lên trục F_r	1299,9N
10	Góc ôm đai	213,34rad
11	Chiều dài dây đai	1543mm
12	Bề rộng bánh đai	63mm
13	Khoảng cách trực	355

1.4. Chọn các thông số bộ truyền bánh răng côn và tính toán kiểm nghiệm

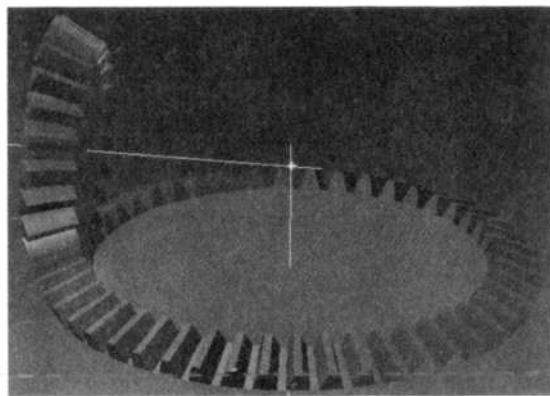
Do bộ truyền bánh răng côn để hở do đó tính toán theo độ bền uốn.



Hình 4.49 Nhập các thông số đầu vào



Hình 4.50 Kết quả tính



Hình 4.51 Mô hình cặp bánh răng côn

Kết quả tính trong Autodesk Inventor

Bảng 4. Các thông số bộ truyền bánh răng

STT	THÔNG SỐ	Kết quả
1	Chọn vật liệu	36Mn5
2	Tính khoảng cách trực	250mm
3	Môđun m_e	4,5mm
4	Số răng z_1	23
5	Số răng z_2	46
6	Đường kính vòng chia ngoài d_{e1}	103,5mm
6	Đường kính vòng chia trung bình d_{m1}	90,1mm
8	Đường kính vòng chia ngoài d_{e2}	207,00mm
8	Đường kính vòng chia trung bình d_{m2}	180,2mm
9	Chiều rộng vành răng b	30mm
11	Lực hướng tâm $F_{rl} = F_{al}$	4042,76N
12	Lực tiếp tuyến F_t	12418,46N
13	Lực dọc trực $F_{ad} = F_{rd}$	2021,38N
14	Vận tốc vòng của bánh răng	0,377m/s

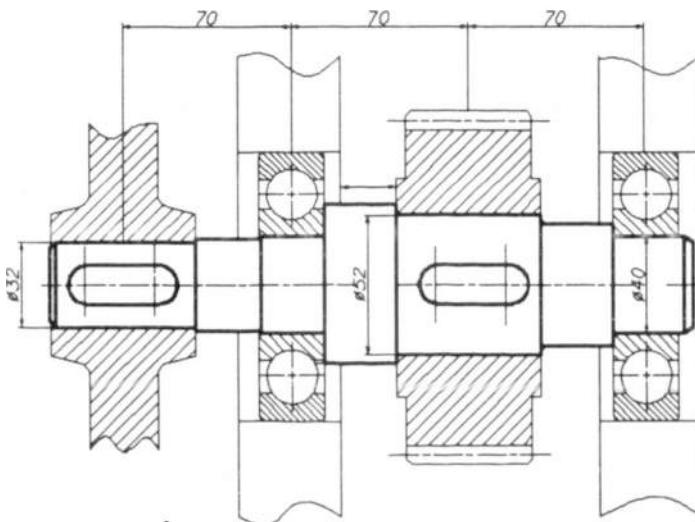
1.5. Thiết kế trục II, III và chọn then (6đ)

a) Trục II và then

Lực tác dụng lên trục do bộ truyền đai	Lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng trụ (số liệu bảng 2):
$F_t = 1299,99\text{N}$ (từ kết quả tính bộ truyền đai)	Lực hướng tâm $F_r = 1150,7\text{N}$ Lực tiếp tuyến $F_t = 2884,8\text{N}$ Lực dọc trục $F_a = 1050\text{N}$

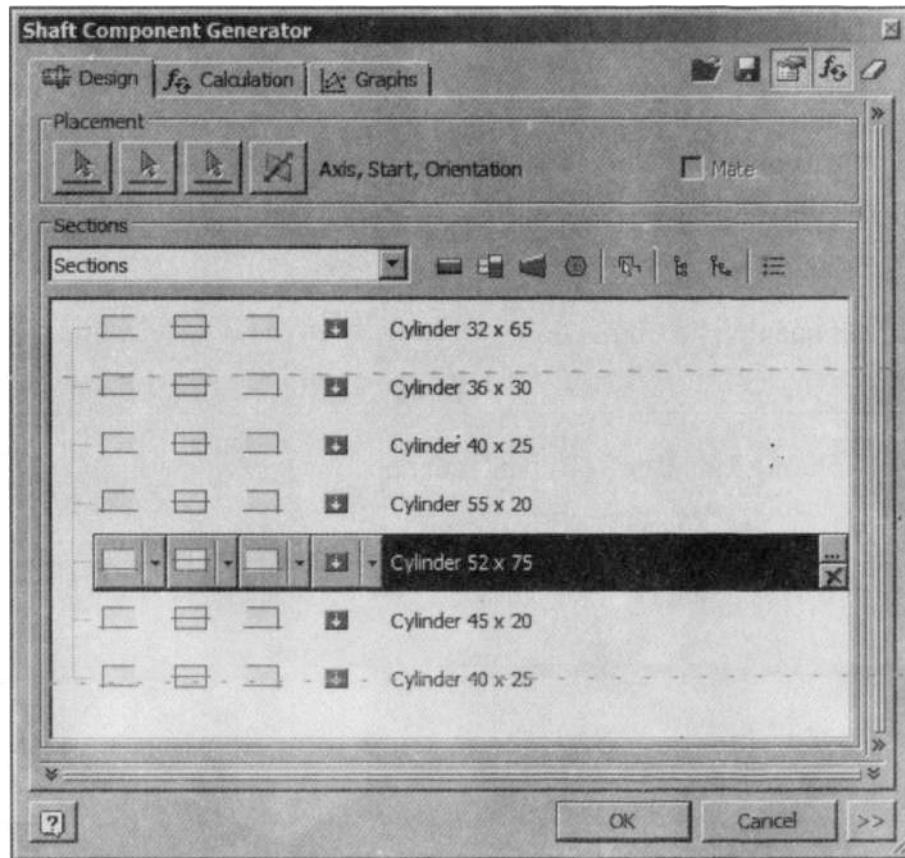
- Đường kính trục vị trí lắp bánh đai:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16.145637,5}{\pi.25}} = 30,9\text{mm} \text{ chọn } d_0 = 32\text{mm.}$$

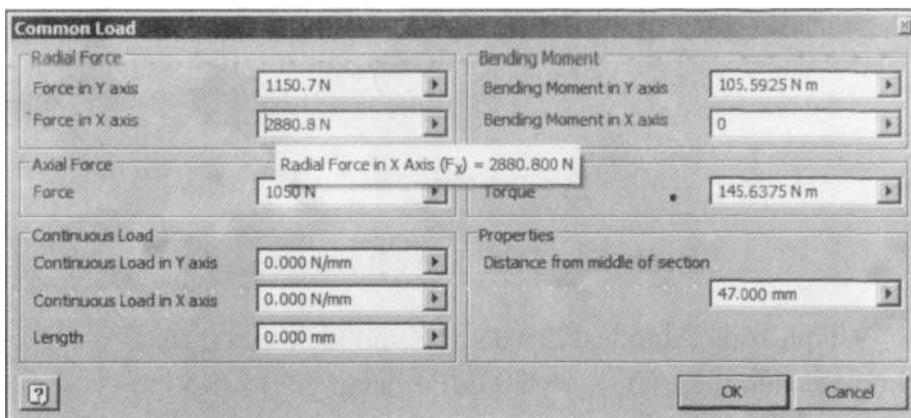


Hình 4.52. Phát thảo kết cấu trục II

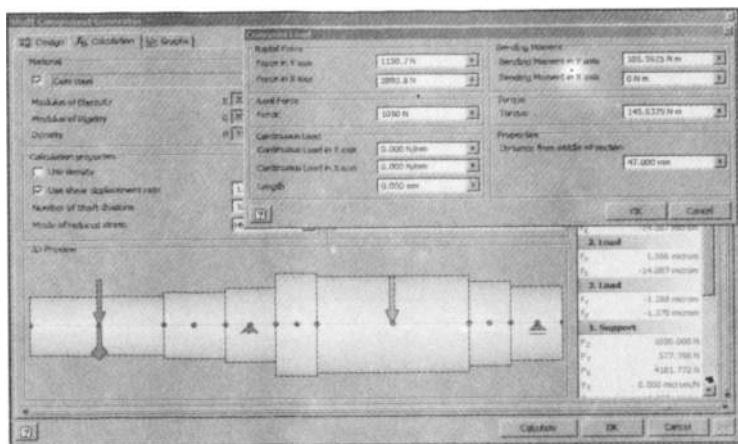
- Tính bằng Autodesk Inventor: Định kích thước các đoạn trục, chọn vật liệu thép với $S_y = 300\text{MPa}$, nhập giá trị các lực tác dụng lên trục, các biểu đồ mômen uốn, ứng suất,... Mô hình 3D các đoạn trục. Đưa các kết quả vào thuyết minh.



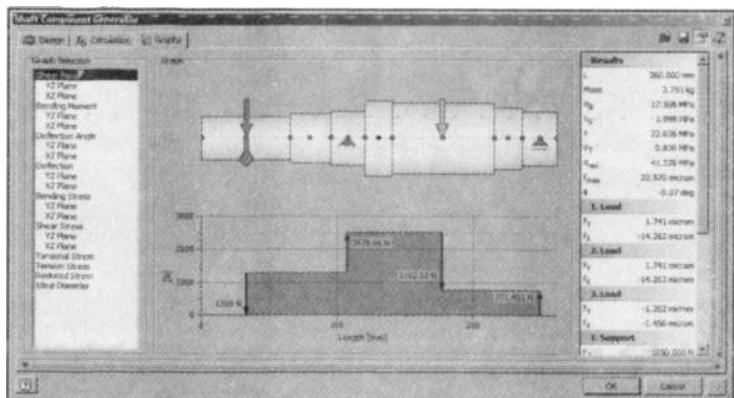
Hình 4.53. Tab Design cho trục II



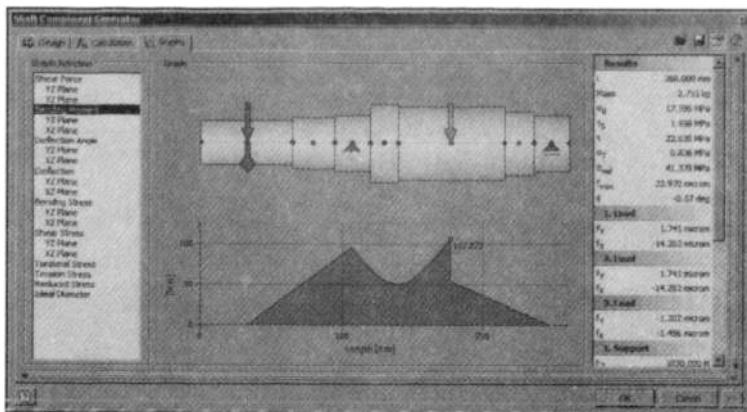
Hình 4.54. Gán giá trị các lực



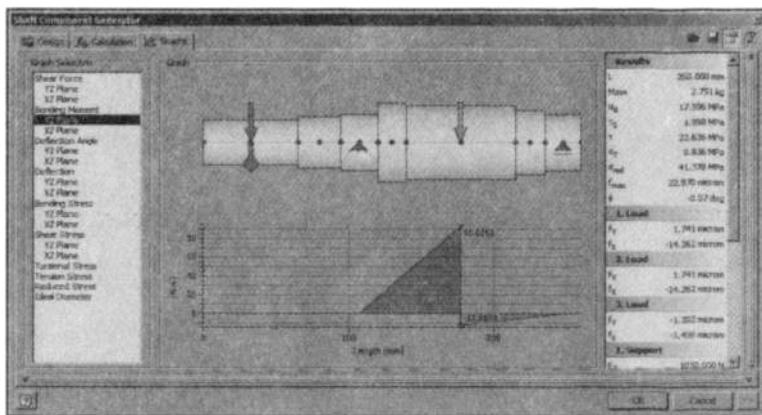
Hình 4.55. Đặt lực



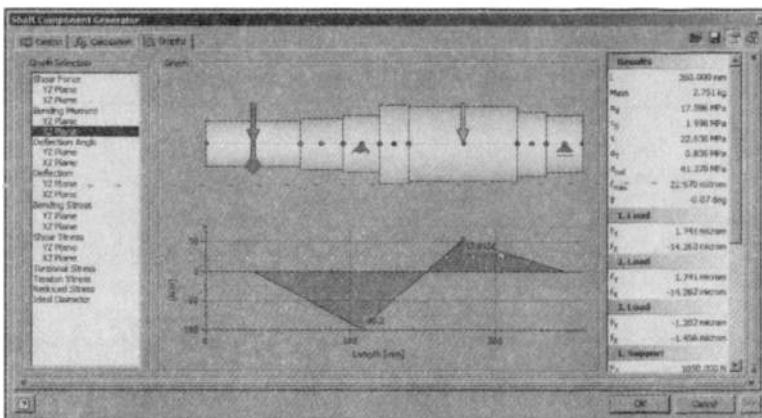
Hình 4.56. Biểu đồ nội lực



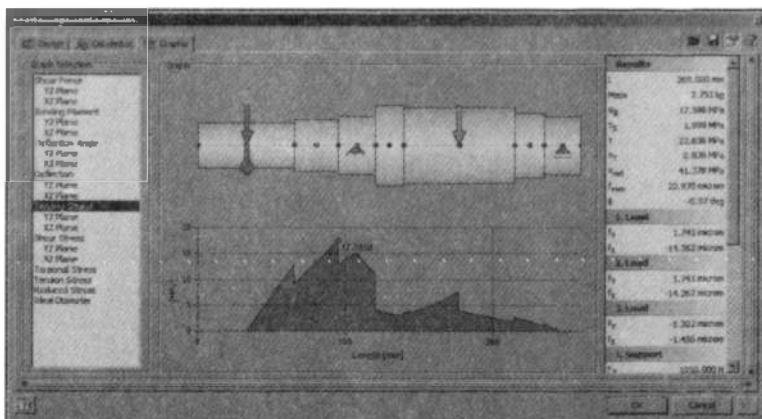
Hình 4.57. Moment tống cộng



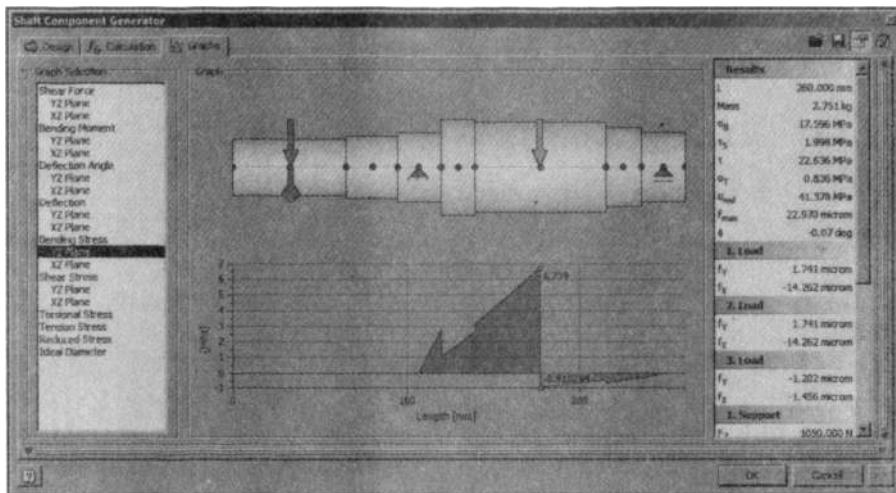
Hình 4.58. Mặt phẳng yz



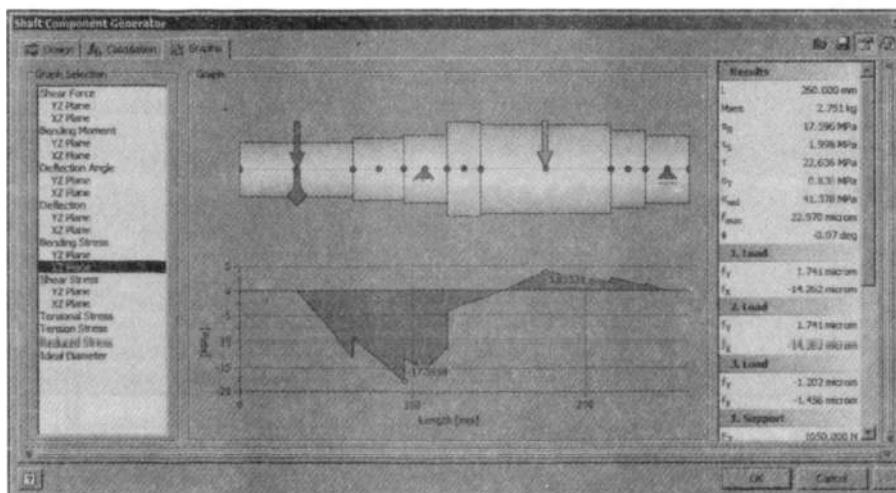
Hình 4.59. Mặt phẳng xz



Hình 4.60. Ứng suất tổng cộng

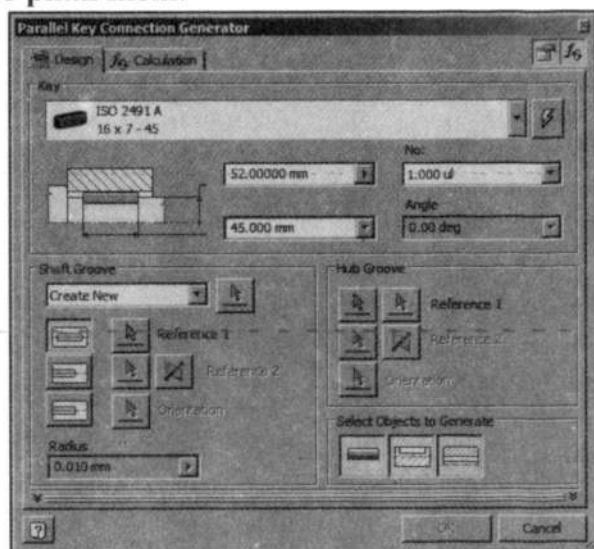


Hình 4.61. Ứng suất mặt YZ

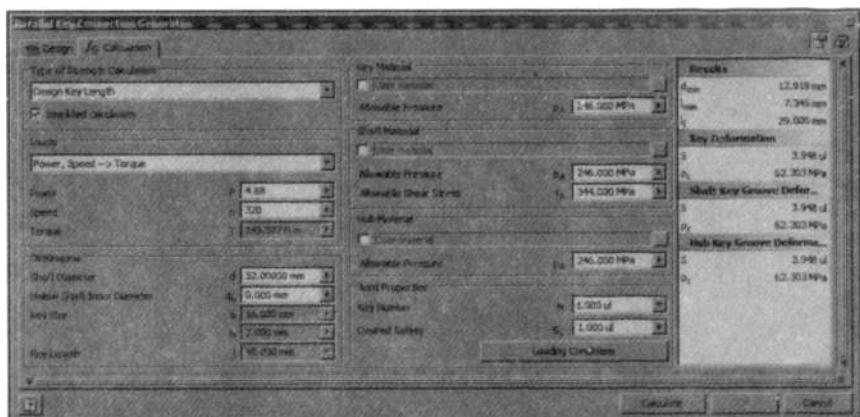


Hình 4.62. Ứng suất mặt xZ

Chọn then theo phần mềm.



Hình 4.63. Tab design



Hình 4.64. Tab Calculation



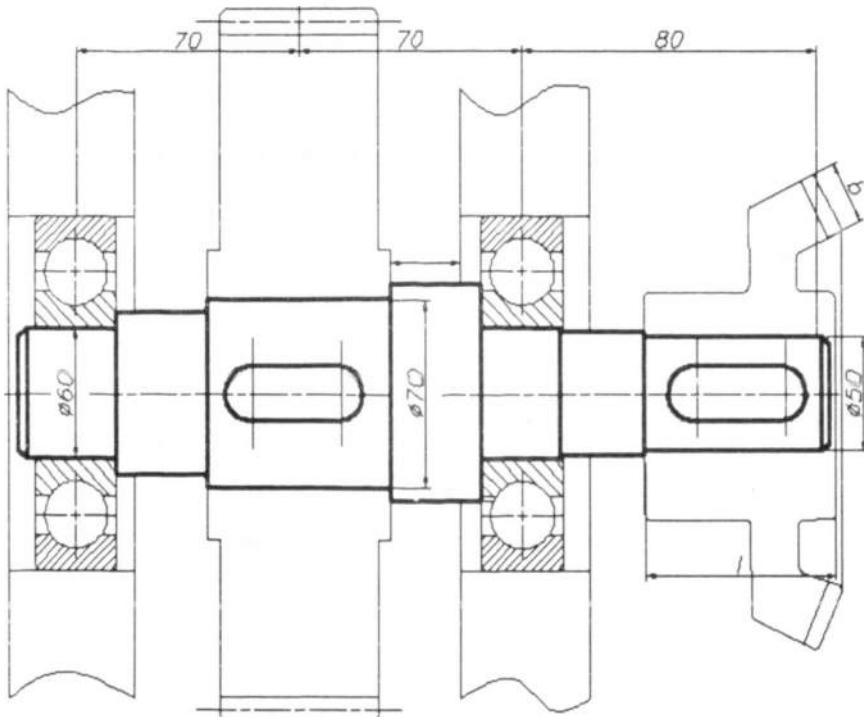
Hình 4.65. Kết cấu trục II

b. Trục III và then (3d)

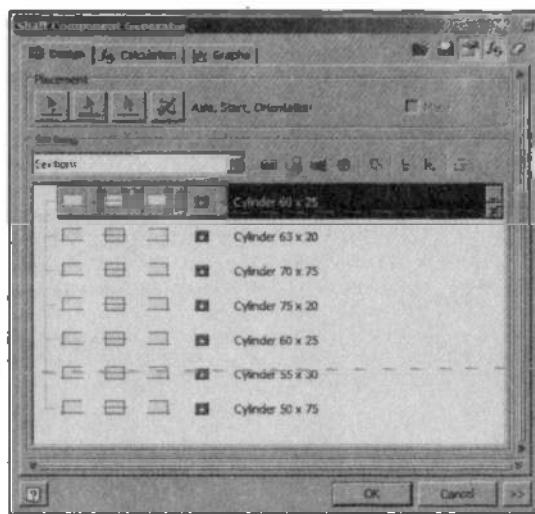
Lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng trục răng nghiêng	Lực tác dụng bánh răng côn
Lực hướng tâm $F_r = 1150,7\text{N}$	Lực hướng tâm $F_{rl} = 4042.768\text{N}$
Lực tiếp tuyến $F_t = 2884,8\text{N}$	Lực tiếp tuyến $F_{tl} = 12418.467\text{N}$
Lực dọc trục $F_a = 1050\text{N}$	Lực dọc trục $F_{al} = 2021.384\text{N}$

- Đường kính trục vị trí lắp bánh đai:

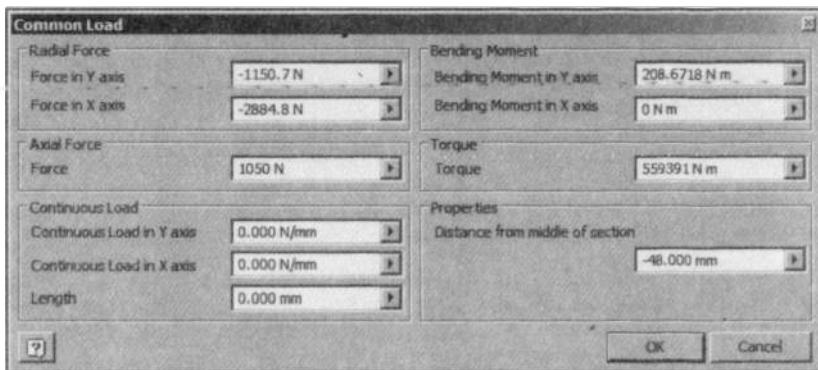
$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16.559391}{\pi.25}} = 48,48\text{mm} \text{ chọn } d_0 = 50\text{mm}.$$



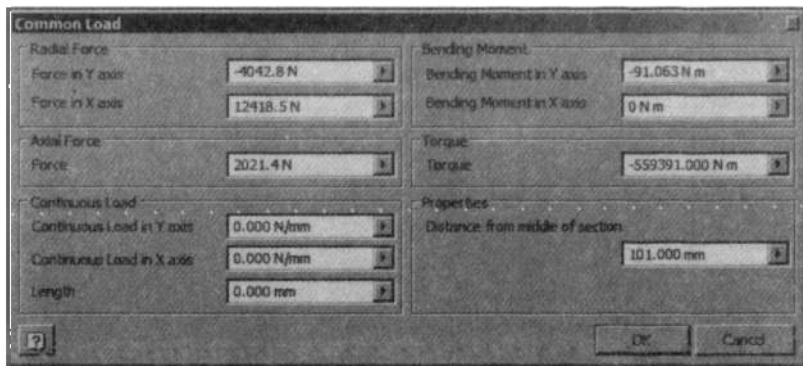
Hình 4.66. Phát thảo kết cấu trục III



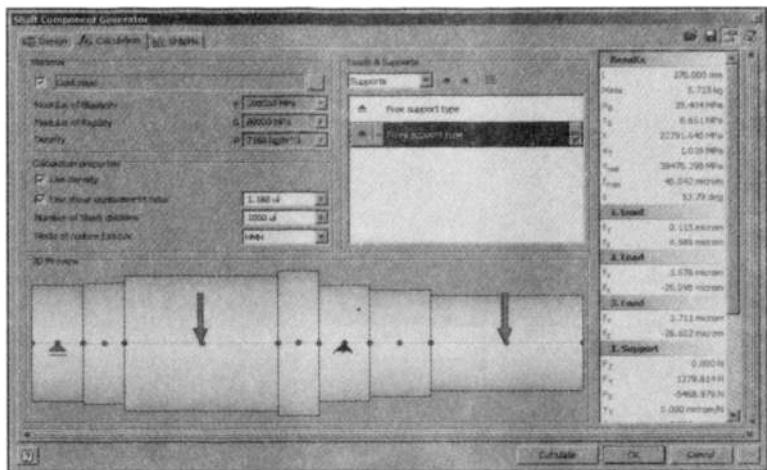
Hình 4.67. Tab Design cho trục III



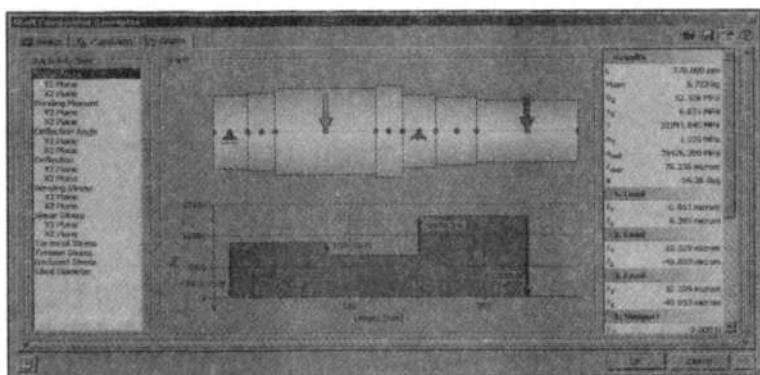
Hình 4.68. Nhập lực bánh răng trụ bị dǎn



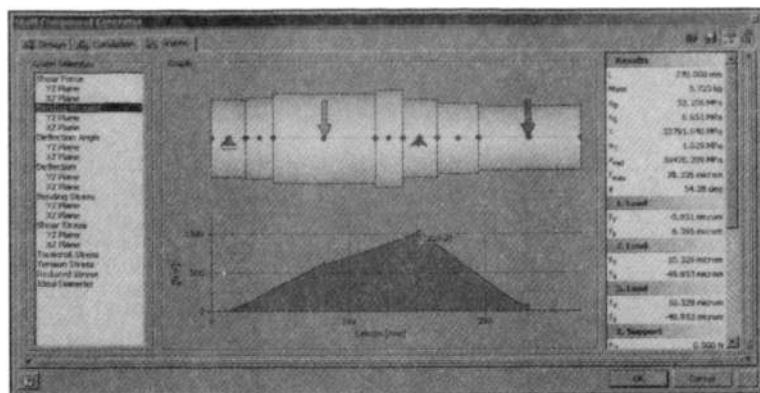
Hình 4.69. Nhập lực bánh răng côn dǎn



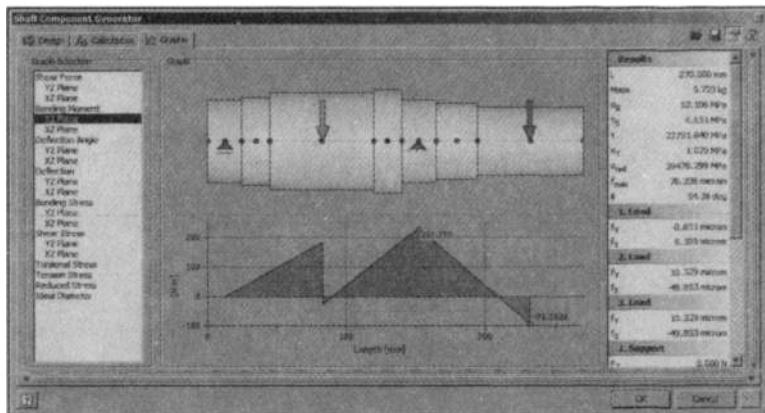
Hình 4.70. Đất lực



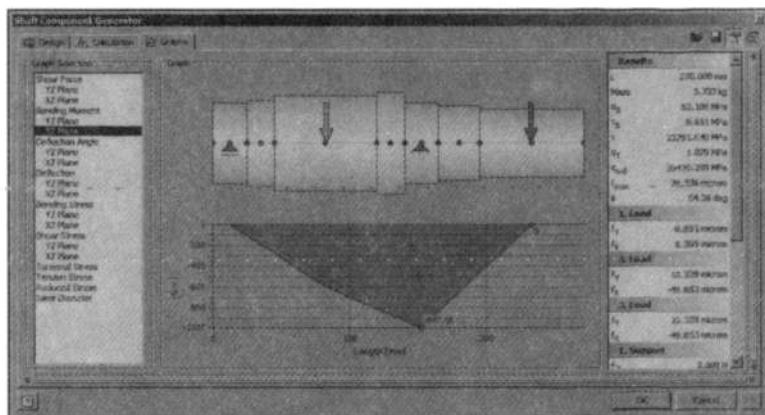
Hình 4.71. Biểu đồ nội lực



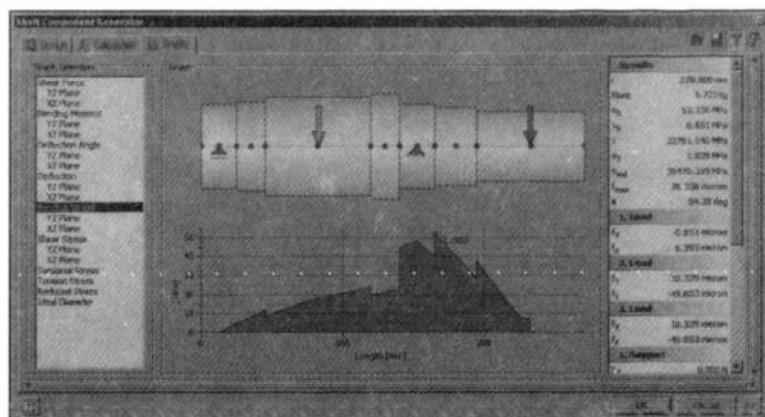
Hình 4.72. Momen uốn tông cộng



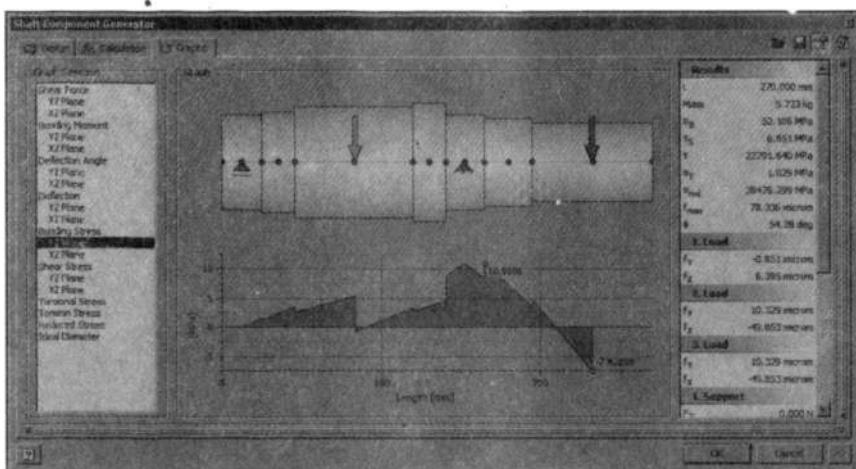
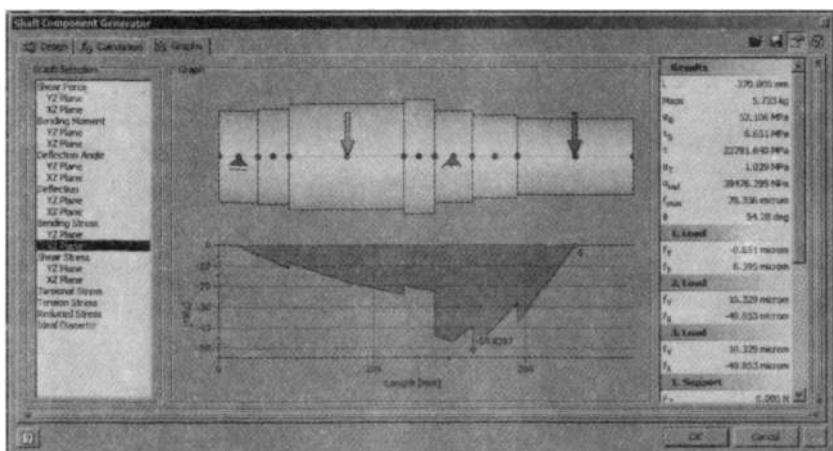
Hình 4.73. Moment mặt phẳng yz



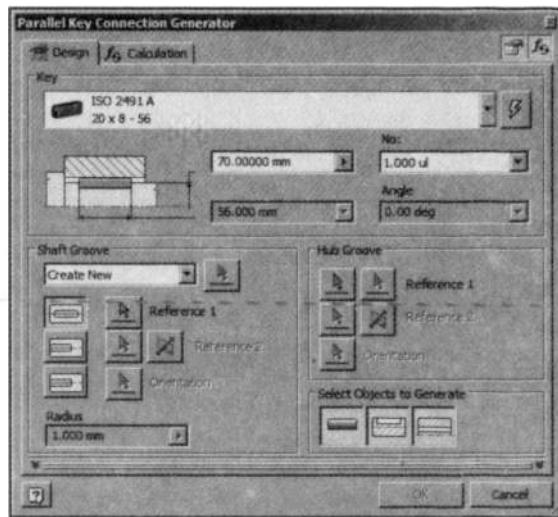
Hình 4.74. Moment mặt phẳng xz



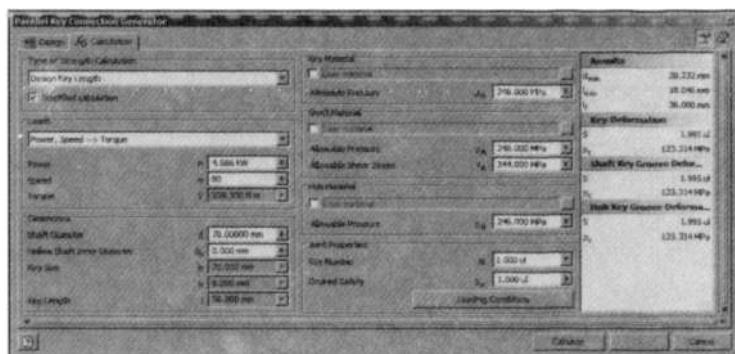
Hình 4.75. Ứng suất tổng cộng

**Hình 4.76.** Ứng suất mặt yz**Hình 4.77.** Ứng suất mặt xz**Hình 4.78.** Trục II và then

Chọn then theo phần mềm



Hình 4.79 Tab design



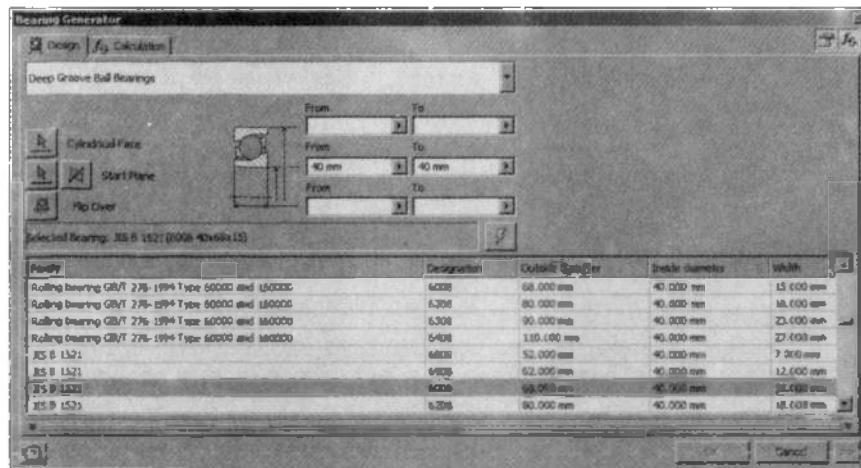
Hình 4.80 Tab Calculation



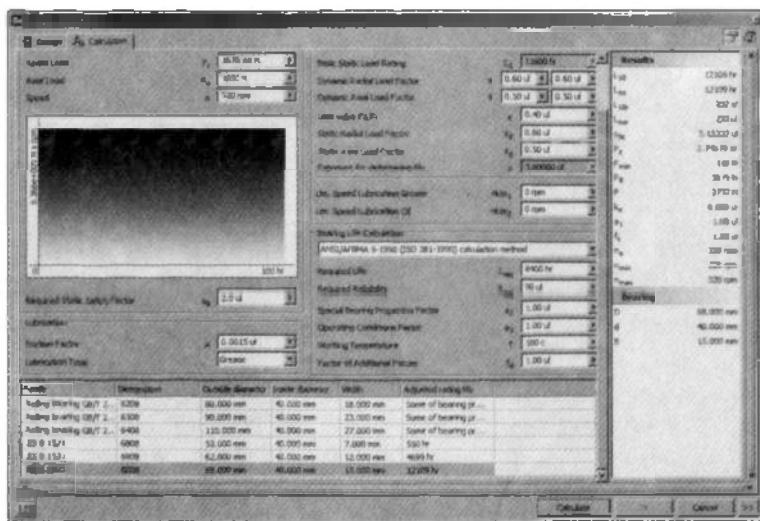
Hình 4.81 Trục III và then

1.6. Chọn ô lăn

Chọn ô lăn cho trục II với $F_r = 3678,66\text{N}$, $F_a = 1050\text{N}$, $L_h = 16800\text{giờ}/2 = 8400\text{giờ}$, $n = 320\text{vg/ph}$



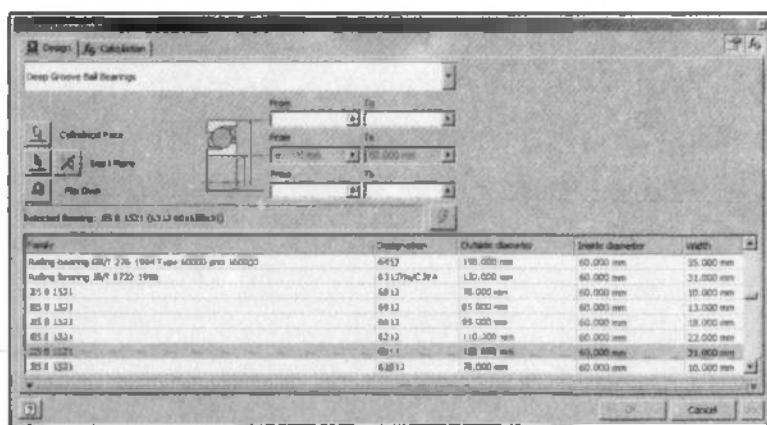
Hình 4.82. Tab Design



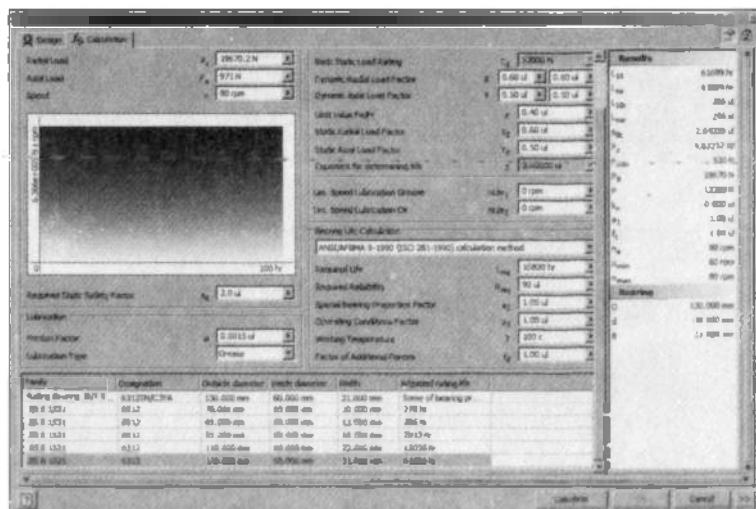
Hình 4.83. Tab Calculation

Chọn ô 6008

Chọn ô lăn cho trục III với $F_r = 19670,2\text{N}$, $F_a = 971\text{N}$, $L_h = 16800\text{h}$, $n = 80\text{vg/ph}$.



Hình 4.84 Tab Design



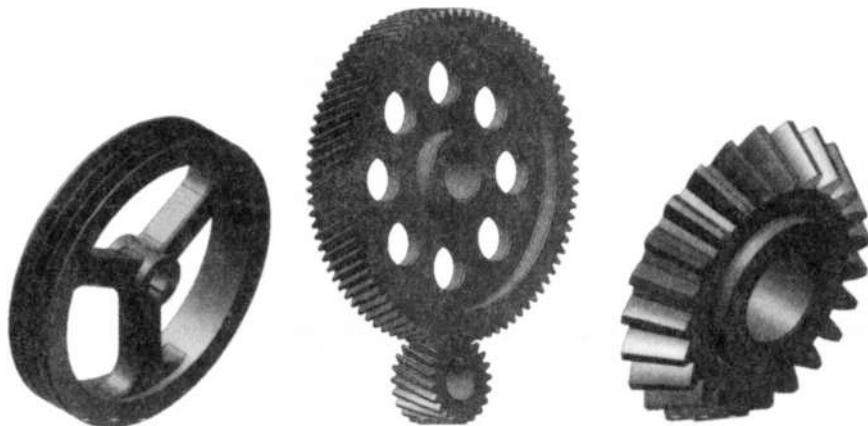
Hình 4.85 Tab Calculation

Chọn ô 6312

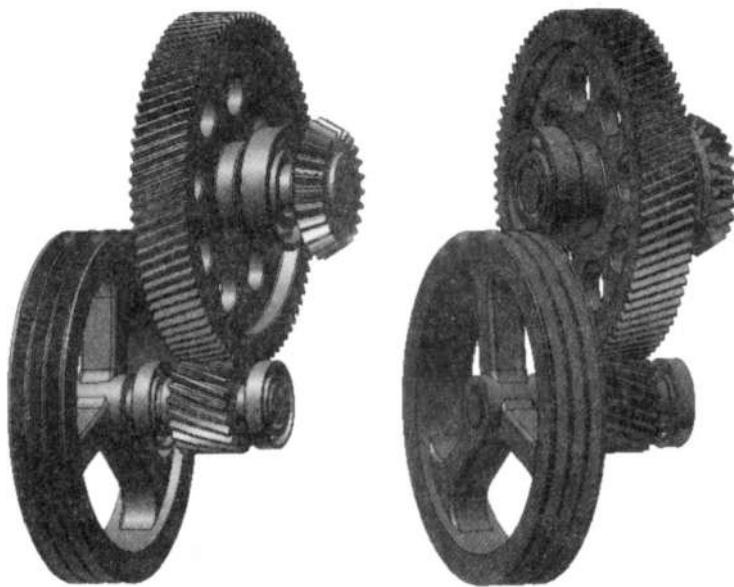


Hình 4.86 Các ô lắp trên trục

Phản 2. Lắp cụm chi tiết bao gồm bánh đai, hai bánh răng trụ, hai trục hộp giảm tốc II, III và bánh răng côn dẫn, các ổ lăn



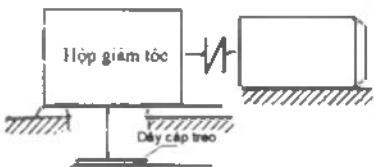
Hoàn chỉnh các chi tiết



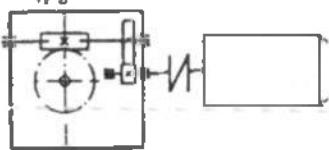
Các mô hình lắp với các vị trí khác nhau

Phản 3. Lựa chọn sơ đồ và vị trí hộp giảm tốc

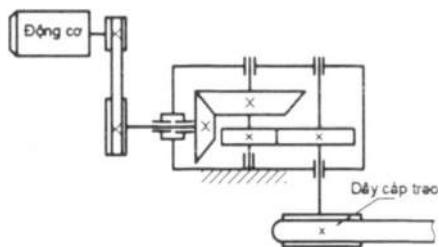
3.1. Vẽ các phương án (4 phương án khác với đề) sơ đồ động cho hệ thống truyền động



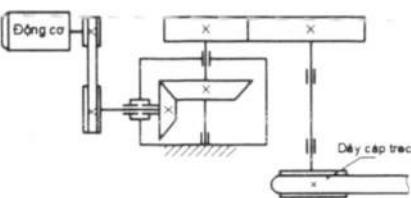
Sơ đồ Hộp giảm tốc



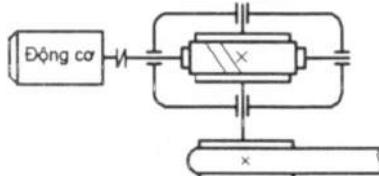
Phương án 1. HGT bánh răng – trực vít với bánh vít có trực thẳng đứng



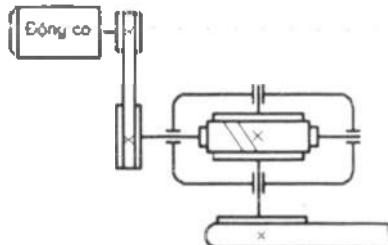
Phương án 2



Phương án 3



Phương án 5. Tương tự PA 4 nhưng thay bộ truyền đai bằng nối trực đòn hồi



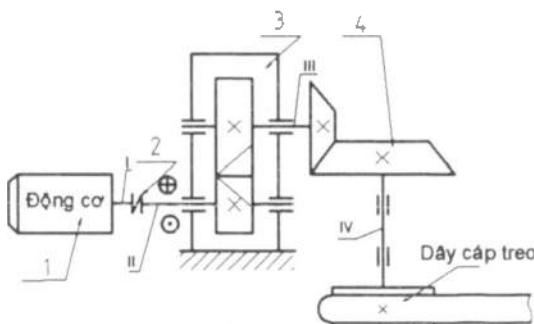
Phương án 4. HGT trực vít có trực bánh vít thẳng đứng

3.2. a) Lập bảng giá trị các thông số hình học phụ thuộc số vòng quay n, vg/ph

n, vg/ph	Khoảng cách trực a _w , mm	Mô đun m, mm	Số răng z ₁	Số răng z ₂	Chiều rộng bánh dàn b ₁	Chiều rộng bánh bị dàn b ₂ , mm	Tổng dịch chinh răng x,mm
40	500	9	21	83	144	125	0,2211
50	450	8	21	84	128	120	0,3891
80	400	7	21	86	112	105	0,2119

110	400	7	21	86	112	105	0,2119
140	315	6	20	78	96	92	0,3632
170	315	5,5	21	86	88	82,5	0,3458
200	315	5,5	21	86	88	82,5	0,3458
230	280	5,0	21	84	80	75	0,1317
260	280	5,0	21	84	80	75	0,1317
290	280	5,0	21	84	80	75	0,1317
320	250	4,5	21	83	72	67,5	0,221
350	250	4,5	21	83	72	67,5	0,221
380	250	4,5	21	83	72	67,5	0,221
410	224	4,0	21	84	64	60	0,1317
440	224	4,0	21	84	64	60	0,1317
470	224	4,0	21	84	64	60	0,1317
500	224	4,0	21	84	64	60	0,1317
530	224	4,0	21	84	64	60	0,1317
560	224	4,0	21	84	64	60	0,1317
590	200	3,5	21	86	56	52,5	0,2119
620	200	3,5	21	86	56	52,5	0,2119
650	200	3,5	21	86	56	52,5	0,2119
680	200	3,5	21	86	56	52,5	0,2119
710	200	3,5	21	86	56	52,5	0,2119
740	200	3,5	21	86	56	52,5	0,2119

b) Nên đặt hộp giảm tốc ở vị trí nào trong hệ thống truyền động để khoảng cách trục hộp giảm tốc có sẵn là $a_w = 200\text{mm}$. Từ kết quả bảng trên khi $a = 200\text{mm}$ thì số vòng quay trục cấp nhanh hộp giảm tốc từ 590...740vg/ph. Do đó ta lắp trục cấp nhanh của HGT với trục động cơ qua nối trục đòn hồi 2 như hình vẽ.



So sánh hai công thức gần đúng chọn módun m (1): $m \approx (0,01 \dots 0,02)a_w$ và theo ISO (2): $m_n \approx 2a_w \cos\beta / (43 + 14u)$.

Cả hai công thức trên sử dụng để chọn módun m. Từ hai công thức trên suy ra miền giá trị tỷ số truyền u để módun được chọn theo cả hai công thức trên có giá trị gần nhau:

$$0,02 \geq 2a_w \cos\beta / (43 + 14u) \geq 0,01$$

$$10,4 \geq u \geq 3,6$$

Do đó khi $u \geq 3,6$ thì chọn módun theo hai công thức trên như nhau. Khi $u < 3,6$ chọn m theo công thức (1) có giá trị nhỏ hơn.

c) Dây số tiêu chuẩn được sử dụng phổ biến nhất là dây số theo cấp số nhân, với số sau có giá trị bằng số trước đó nhân cho công bội φ , có giá trị $\varphi = \sqrt[10]{10}$ với n có thể là 5, 10, 20 hoặc 40 tương ứng với dây số có ký hiệu R5, R10, R20, R40. Dưới đây là ví dụ của dây R10 và R20:

R10 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10...

R20 1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 9; 10

Các số khác của dây có thể nhân dây trên cho 10^{-2} , 10^{-1} , 10, 10^2 , ...

Ví dụ: Dây số ti số truyền là dây R10:

Dây 1		1,0		1,25		1,6		2,0		2,5		3,15		4,0		5,0		6,3		8,0	
-------	--	-----	--	------	--	-----	--	-----	--	-----	--	------	--	-----	--	-----	--	-----	--	-----	--

Dây số khoảng cách trục a_w tiêu chuẩn hộp giảm tốc:

Dây 1	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400
Dây 2		180	224	280	355	450					

ĐÁP ÁN NĂM 2013

Phần 1. Tính toán các chi tiết máy

1. Tỷ số truyền bộ truyền đai và lập bảng các thông số kỹ thuật

- Số vòng quay trực dẫn xích tải được xác định theo công thức:

$$n_{ct} = \frac{60000v}{zp_c} = \frac{60000.0,24}{9.40} = 40 \text{ vg / ph}$$

- Công suất bộ phận công tác:

$$P_{ct} = \frac{Fv_{lv}}{1000} = \frac{8000.0,24}{1000} = 1,92 \text{ kW}$$

- Chọn hiệu suất:

- Hiệu suất bộ truyền xích $\eta_x = 0,96$.
- Hiệu suất cặp bánh răng trụ răng thẳng $\eta_{br} = 0,98$.
- Hiệu suất cặp ồ lăn $\eta_{ol} = 0,99$.

Hiệu suất chung:

$$\begin{aligned} \eta &= \eta_x \eta_{br}^2 \eta_{ol}^4 \\ &= 0,96 \cdot 0,98^2 \cdot 0,99^4 = 0,8856 \end{aligned}$$

- Công suất cần thiết động cơ:

$$P_{dc} = \frac{P_{ct}}{\eta} = \frac{1,92}{0,8856} = 2,17 \text{ kW}$$

Chọn $P_{dc} = 2,2 \text{ kW}$

với $n = 1420 \text{ vg/ph.}$

- Tỷ số truyền chung:

$$u_{ch} = u_x u_{br1} u_{br2} = \frac{1420}{40} = 35,5$$

u_{br1} - tỷ số truyền của bộ truyền bánh răng 1 và 2:

Chọn $u_{br1} = u_{br2} = 4$

suy ra $u_x = 35,5/16 = 2,22$

- Công suất, số vòng quay và mômen xoắn cho trên bảng sau:

Bảng 1. Các thông số kỹ thuật của hệ thống truyền động

Thông số	Trục	I	II	III	IV
Công suất P, kW		2,17	2,08	2,02	1,92
Tỷ số truyền u		4	4	2,22	
Số vòng quay n, vg/ph		1420	355	88,75	40
Mômen xoắn T, Nmm		14459,5	55955	223820	458400

2. Thiết kế các bộ truyền bánh răng trụ nghiêng

a) Thiết kế bộ truyền bánh răng trụ nâng nghiêng hai cấp chậm

Số liệu cho trước:

- Công suất $P_II = 2,08\text{ kW}$

- Tỷ số truyền $u_{br} = 4$

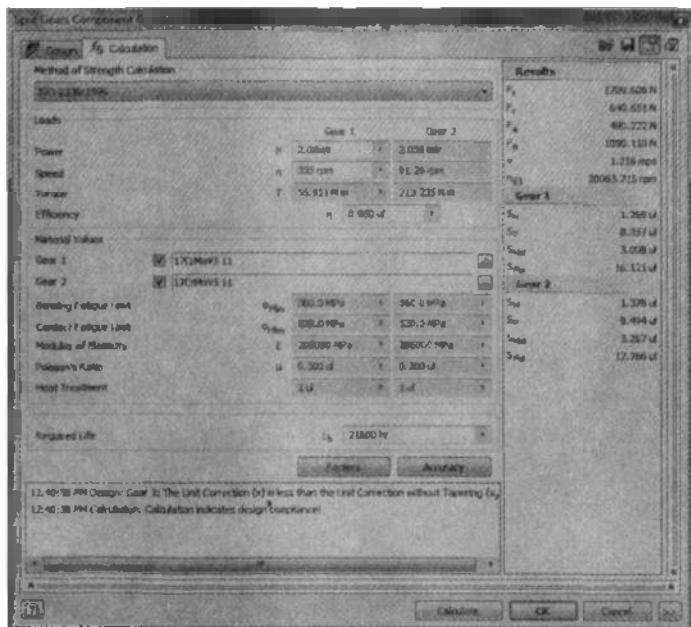
- Số vòng quay $n = 355$ vòng/phút

Nhập các hệ số $K_A = 1$; $K_{Hv} = 1$; $K_{H\beta} = 1,2$; $K_{Ha} = 1$ khi nhập trong Autodesk Inventor. Hệ số chiều rộng vành răng $\psi_{ba} = 0,4$.

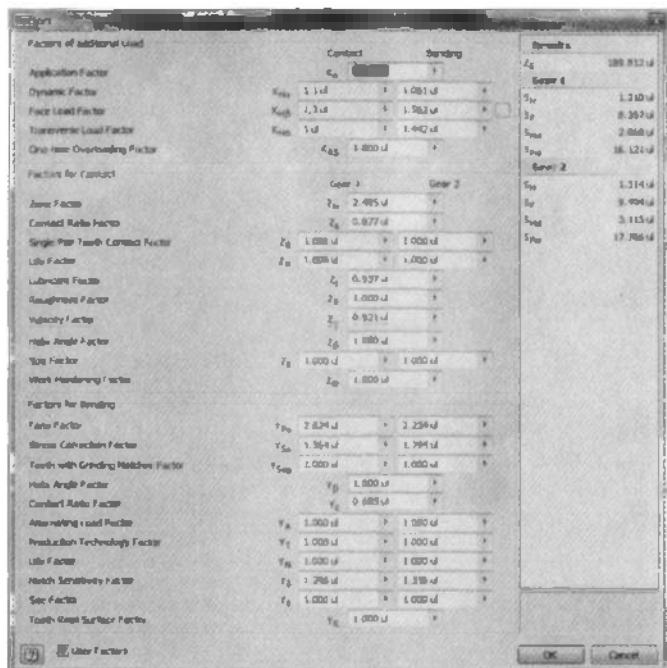
Xác định

- Tuổi thọ tính bằng giờ:

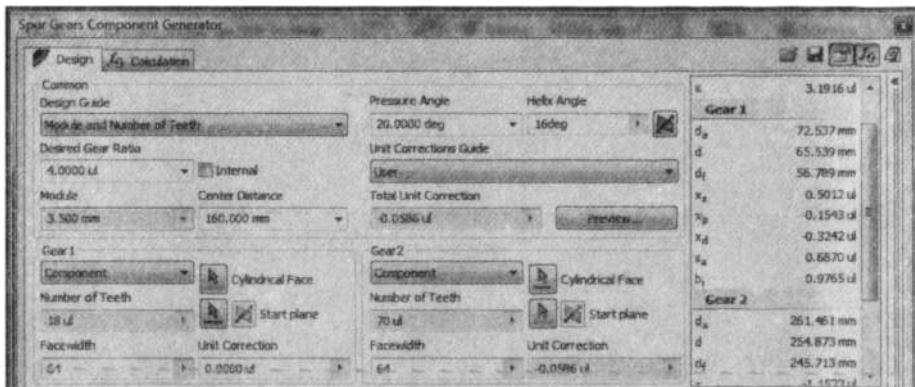
$$L_h = L K_{nam} K_n = 6.300.12 = 21600 \text{ giờ.}$$



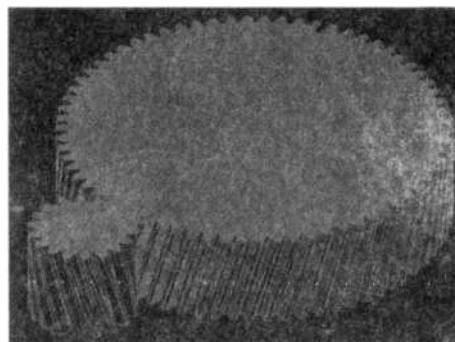
Hình 4.87. Các thông số trong tab Calculation



Hình 4.88. Các hệ số



Hình 4.89. Các thông số trong tab Design



Hình 4.90. Bộ truyền bánh răng theo yêu cầu thiết kế

Kết quả tính trong Autodesk Inventor:

Bảng 1. Các thông số bộ truyền bánh răng

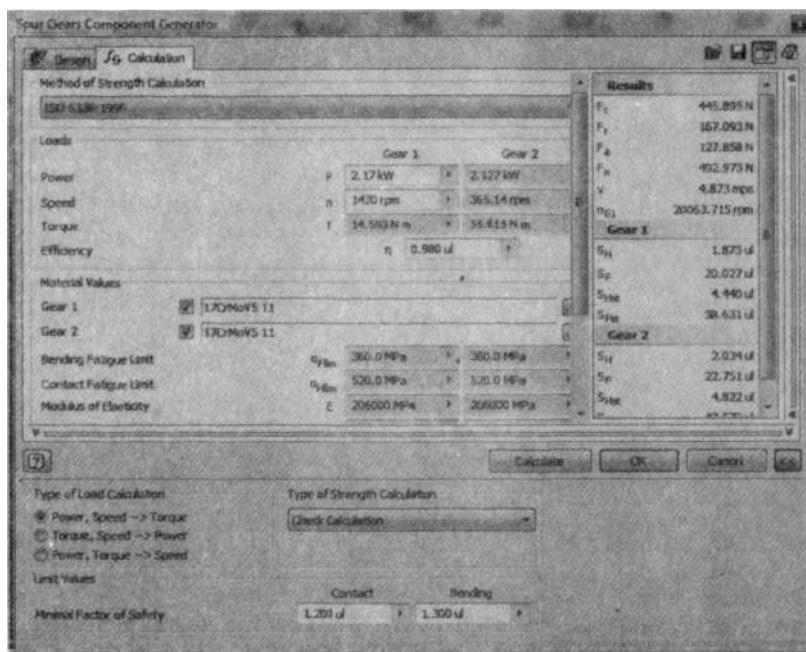
STT	THÔNG SỐ	Kết quả
1	Chọn vật liệu	17CrMoV5.11
2	Tính khoảng cách trực	160 mm
3	Module m	3.5 mm
4	Số răng z_1	18
5	Số răng z_2	70
6	Góc nghiêng răng	16^0
7	Đường kính vòng chia d_1	65.539 mm

8	Khoảng dịch chính bánh răng 2	-0.0586
9	Đường kính vòng chia d_2	254.873mm
10	Chiều rộng vành răng b_1	64mm
11	Chiều rộng vành răng b_2	64mm
12	Lực hướng tâm F_t	640.6N
13	Lực tiếp tuyến F_l	1709.6N
14	Lực dọc trực F_z	490.2N
15	Vận tốc vòng của bánh răng	1.218m/s

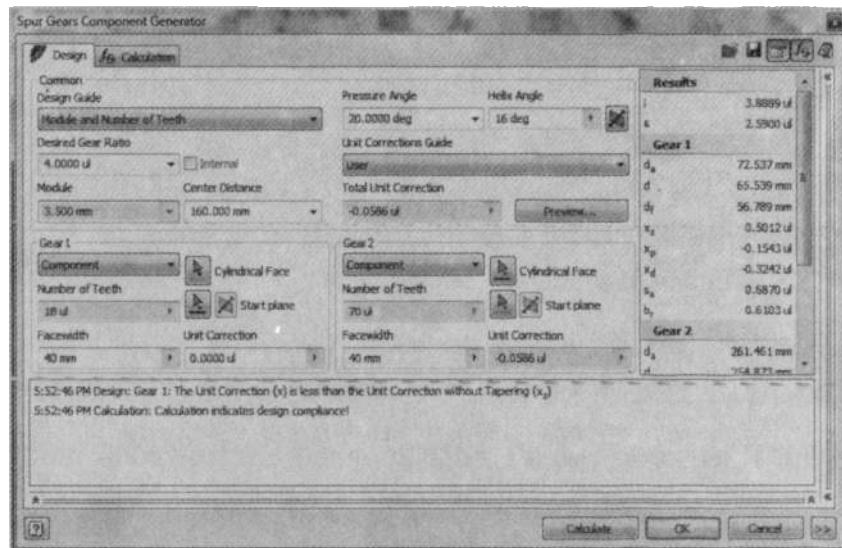
b) Thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng một cấp nhanh

Số liệu cho trước:

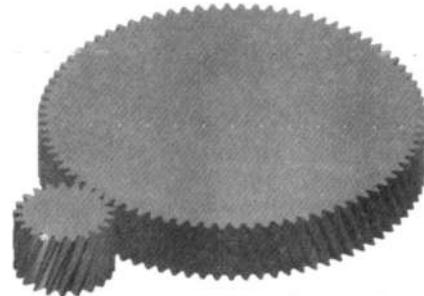
- Công suất $P_D = 2,17\text{ kW}$
- Tỷ số truyền $u_{br} = 4$
- Số vòng quay $n = 1420$ vòng/phút



Hình 4.91. Các thông số trong tab Calculation



Hình 4.92. Các thông số trong tab Design



Hình 4.93. Bộ truyền bánh răng theo yêu cầu thiết kế

Kết quả tính trong Autodesk Inventor:

Bảng 1. Các thông số bộ truyền bánh răng (0,5đ)

STT	THÔNG SỐ	KẾT QUẢ
1	Chọn vật liệu	17CrMoV5 11
2	Tính khoảng cách trực	160mm
3	Modun m	3.5mm
4	Số răng z_1	18
5	Số răng z_2	70

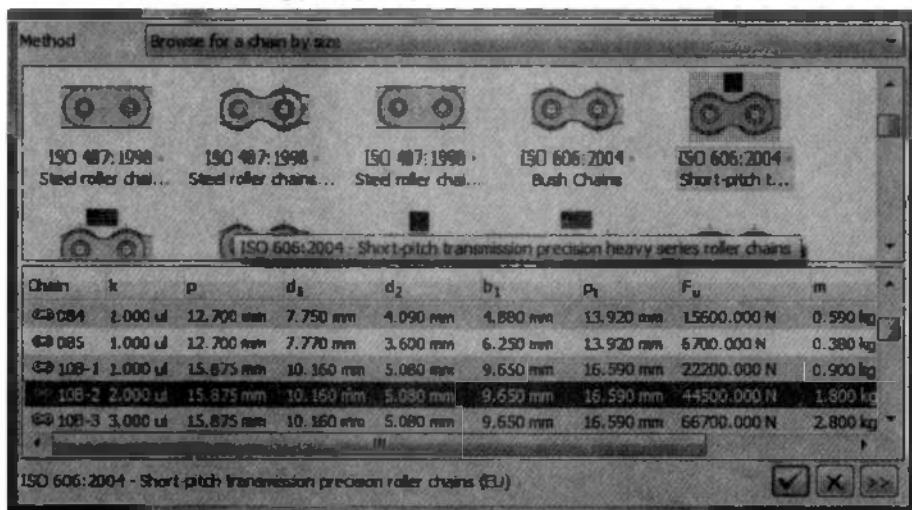
6	Góc nghiêng răng	16°
7	Đường kính vòng chia d_1	65.539mm
8	Khoảng dịch chính	-0.0586
9	Đường kính vòng chia d_2	254.873mm
10	Chiều rộng vành răng b_1	40mm
11	Chiều rộng vành răng b_2	40mm
12	Lực hướng tâm F_r	167.1N
13	Lực tiếp tuyến F_t	445.9N
14	Lực dọc trực F_a	127.9N
15	Vận tốc vòng của bánh răng	1,685m/s

3. Thiết kế và chọn bộ truyền xích

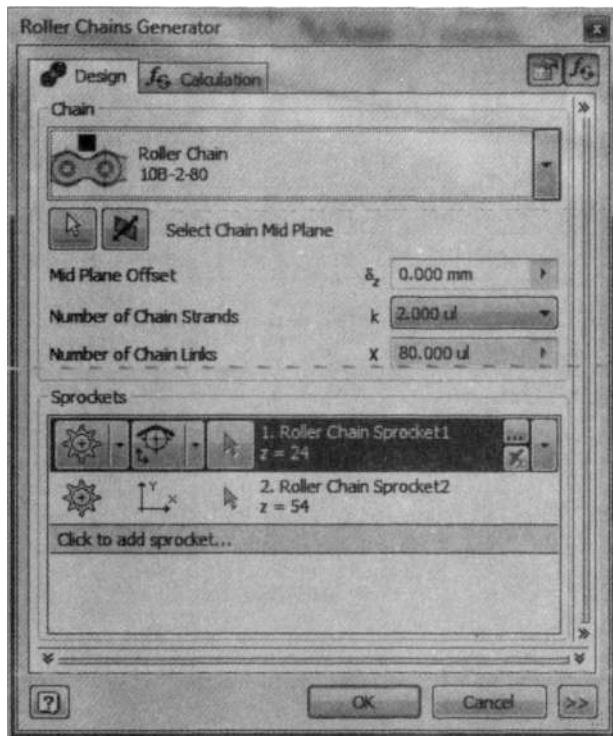
- Công suất truyền $P = P_n = 2,02kW$

- Số vòng quay đĩa dẫn $n = n_{II} = 88,75 \text{ vg/ph}$; Tỷ số truyền $u = u_x = 2,22$

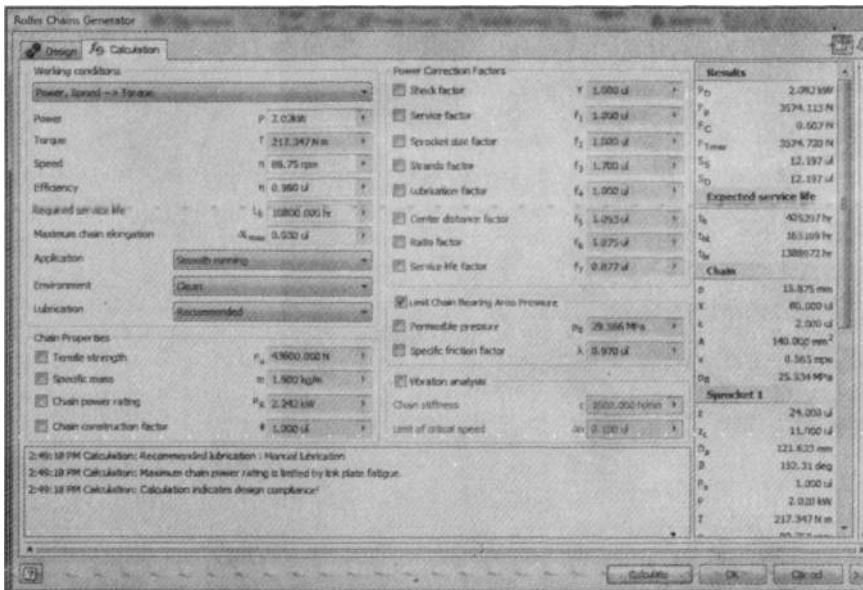
- Để giảm kích thước đường kính đĩa xích ta chọn xích hai dây. Chọn bước xích $p_c = 15,875\text{mm}$



Hình 4.94. Chọn xích con lăn 2 dây



Hình 4.95. Các thông số trong tab Design

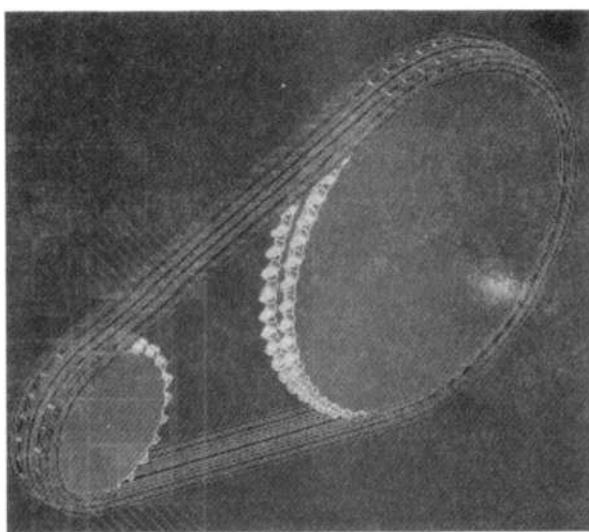


Hình 4.96. Các thông số trong tab Calculation

Kết quả tính trong Autodesk Inventor:

Bảng 1. Thông số bộ truyền xích

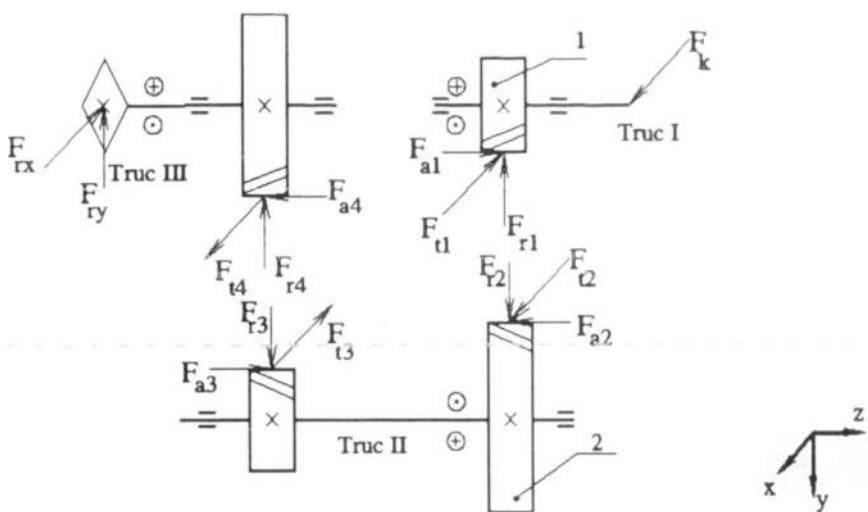
STT	THÔNG SỐ	Kết quả
1	Loại xích	Roller chain 10B-2-80
2	Số dây xích	2
3	Số mắt xích	80
4	Lực vòng có ích	3574.1N
5	Lực căng trên nhánh chủ động	3574.7N
6	Lực căng trên nhánh bị động	0.6N
7	Lực tác dụng lên trục Fr	3574.1N
8	Góc ôm	152,31° & 207,69°
9	Khoảng cách trục	1031mm
10	Đường kính đà xích d1, d2	121,623& 273,025mm
11	Vận tốc xích, m/s	0,5636m/s



Hình 4.97. Bộ truyền xích được thiết kế

4. Thiết kế trục I, II, III và chọn then

Sơ đồ lực tác dụng lên các chi tiết lắp trên trục.



Với $T = 14459,5\text{Nm}$, chọn nối trục đòn hồi có $d = 14\text{mm}$. $D_0 = 55\text{mm}$, khi đó lực tác dụng lên trục từ nối trục (hoặc có thể bò qua):

$$\begin{aligned} F_k &= (0,2\dots0,3) \frac{2T_I}{D_0} \\ &= (0,2\dots0,3) \frac{2 \cdot 14459,5}{55} = 105,2\dots157,7\text{N} \end{aligned}$$

Lấy giá trị $F_k = 157,7\text{N}$

STT	Lực	Giá trị
1	Lực hướng tâm $F_{r1} = F_{r2}$	167,1N
2	Lực tiếp tuyến $F_{t1} = F_{t2}$	445,9N
3	Lực dọc trục $F_{a1} = F_{a2}$	127,9N
4	Lực hướng tâm $F_{r3} = F_{r4}$	640,6N
5	Lực tiếp tuyến $F_{t3} = F_{t4}$	1709,6N
6	Lực dọc trục $F_{a3} = F_{a4}$	490,2N
7	Lực xích theo trục x	2527,3N
8	Lực xích theo trục y	2527,3N
9	Lực tác dụng nối trục	157,7N

a. Trục I và then

- + Mômen xoắn: $T_1 = 14459,5 \text{ Nmm}$
- + Lực tác dụng lên trục từ nối trục: $F_k = 157,7 \text{ N}$
- + Lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng:

Lực hướng tâm

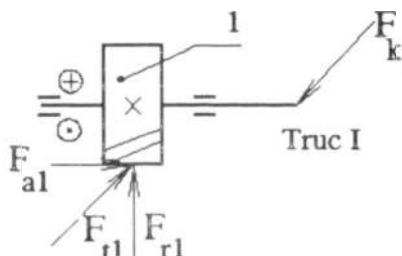
$$F_t = 167,1 \text{ N}$$

Lực tiếp tuyến

$$F_t = 445,9 \text{ N}$$

Lực dọc trục

$$F_a = 127,9 \text{ N}$$

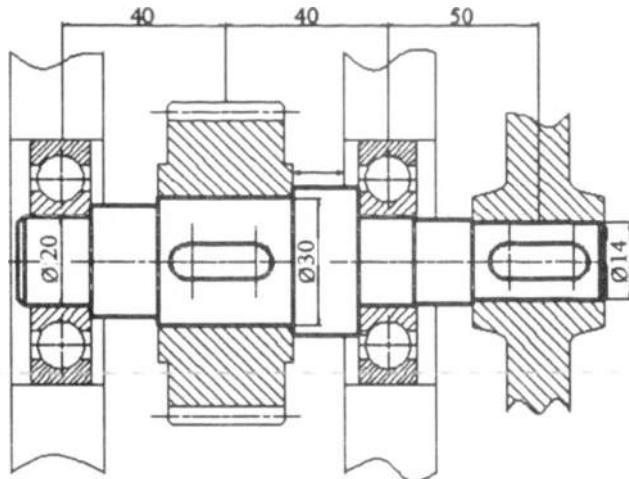


- + Đường kính trục vị trí lắp nối trục:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 14459,5}{\pi \cdot 30}} = 12,9 \text{ mm}$$

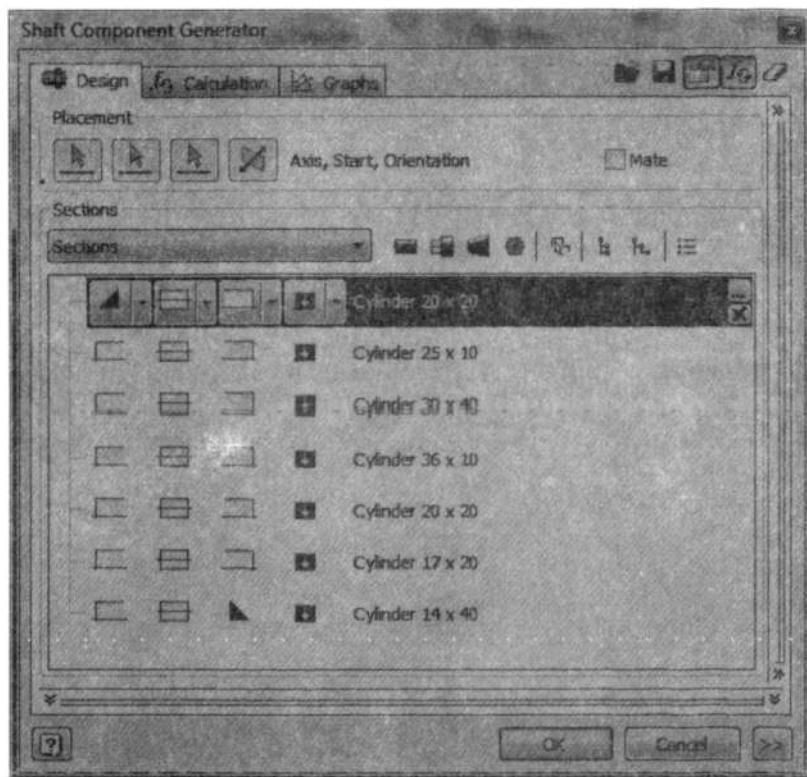
chọn $d_0 = 14 \text{ mm}$

- + Chọn sơ bộ kích thước dọc trục như trên hình vẽ:

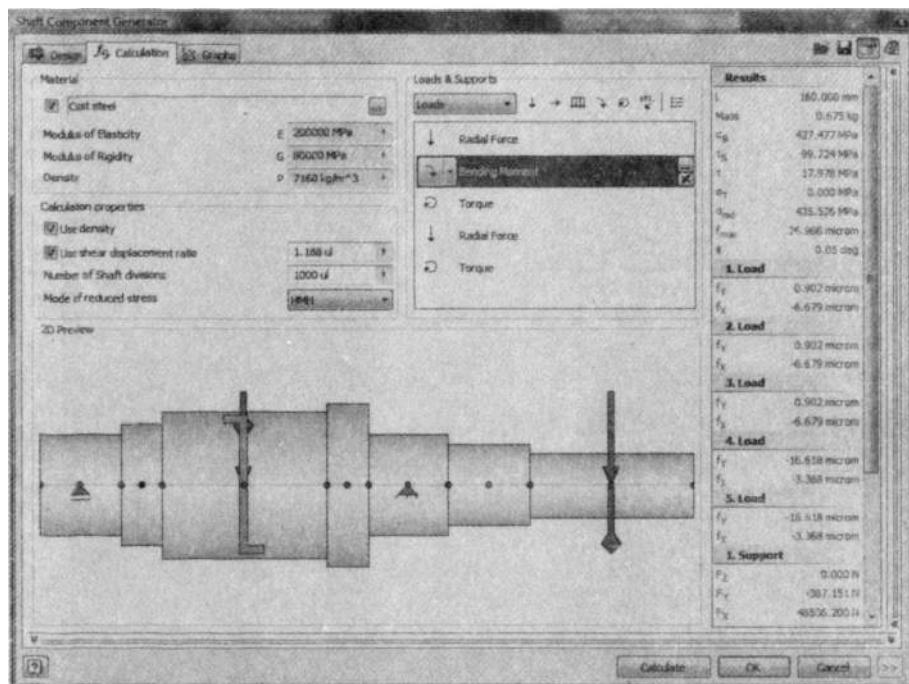


Hình 4.98. Phát thảo kết cấu trục II

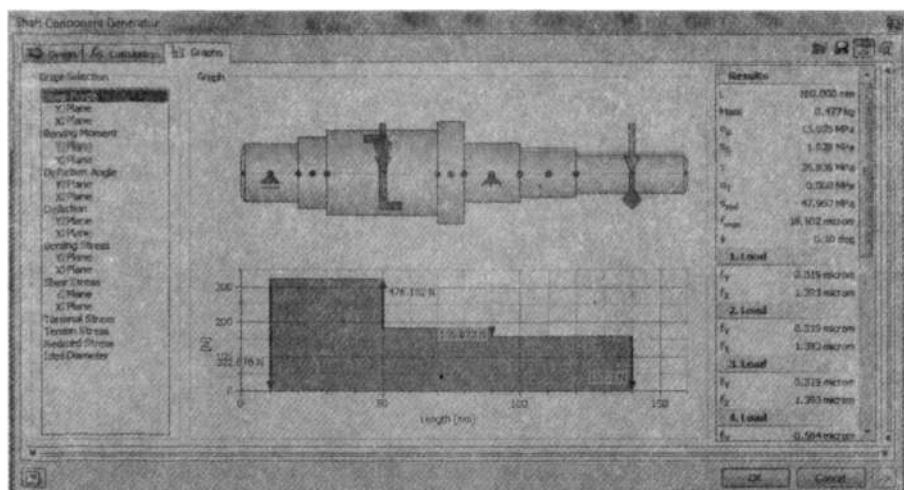
+ Kết quả tính:



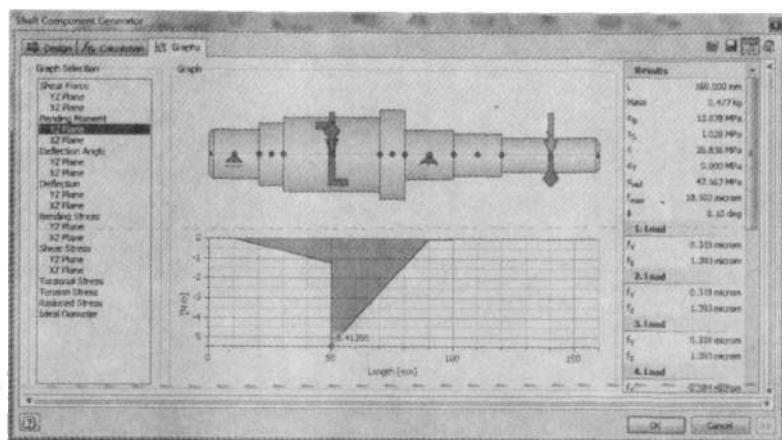
Hình 4.99



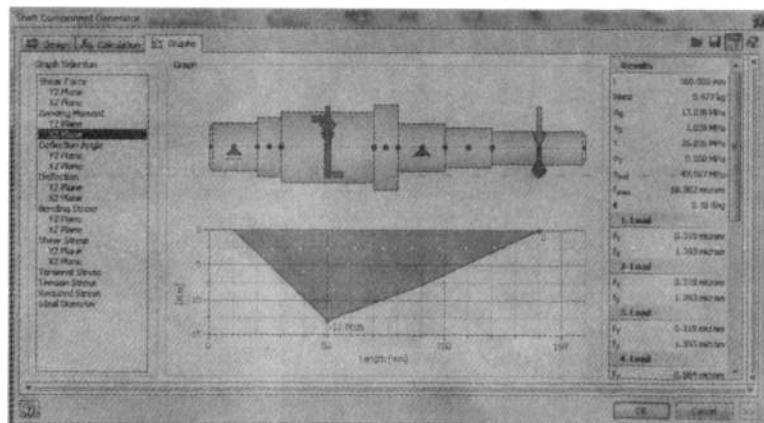
Hình 4.100



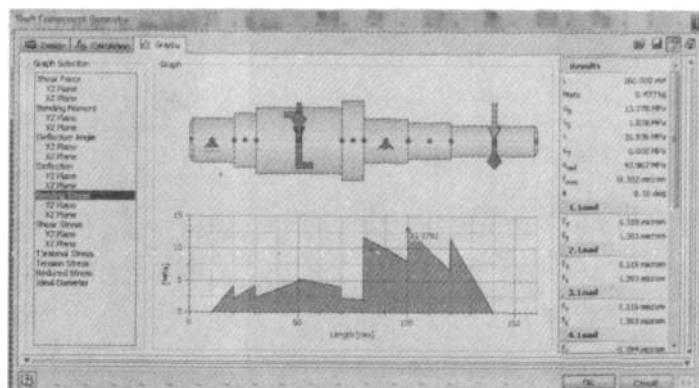
Hình 4.101



Hình 4.102

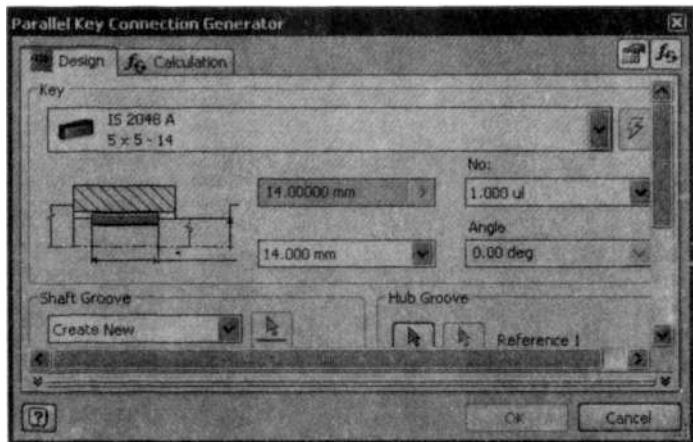


Hình 4.103

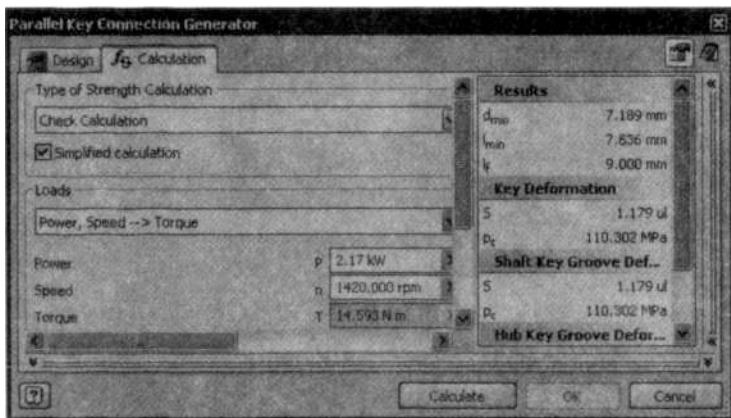


Hình 4.104

Chọn then cho trục I:



Hình 4.105. Thông số then trong tab Design



Hình 4.106. Tính toán và chọn then trong tab Calculation



Hình 4.107

b) Mục II và then

+ Mômen xoắn: $T_1 = 55955 \text{ Nmm}$

- + Số vòng quay: $n = 355 \text{ vg} / \text{ph.}$
- + Lực tác dụng lên các bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng:

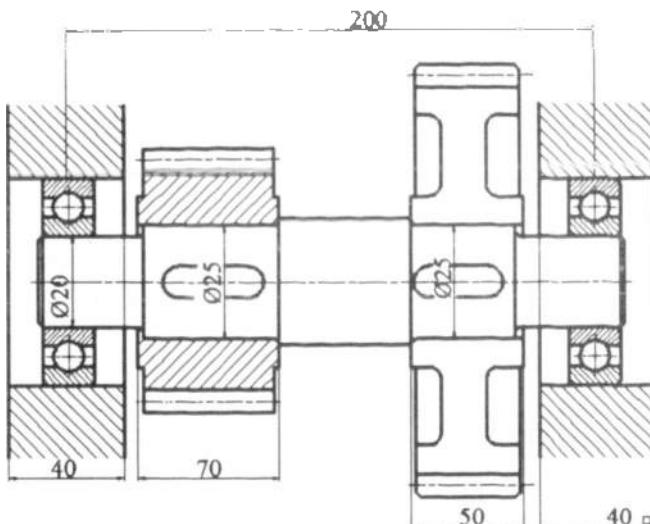
1	Lực hướng tâm $F_{r1} = F_{r2}$	167.1N
2	Lực tiếp tuyến $F_{t1} = F_{t2}$	445.9N
3	Lực dọc trực $F_{a1} = F_{a2}$	127.9N
4	Lực hướng tâm $F_{r3} = F_{r4}$	640.6N
5	Lực tiếp tuyến $F_{t3} = F_{t4}$	1709.6N
6	Lực dọc trực $F_{a3} = F_{a4}$	490.2N

- + Đường kính trực vị trí lắp bánh răng:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16.55955}{\pi.30}} = 21,18 \text{ mm}$$

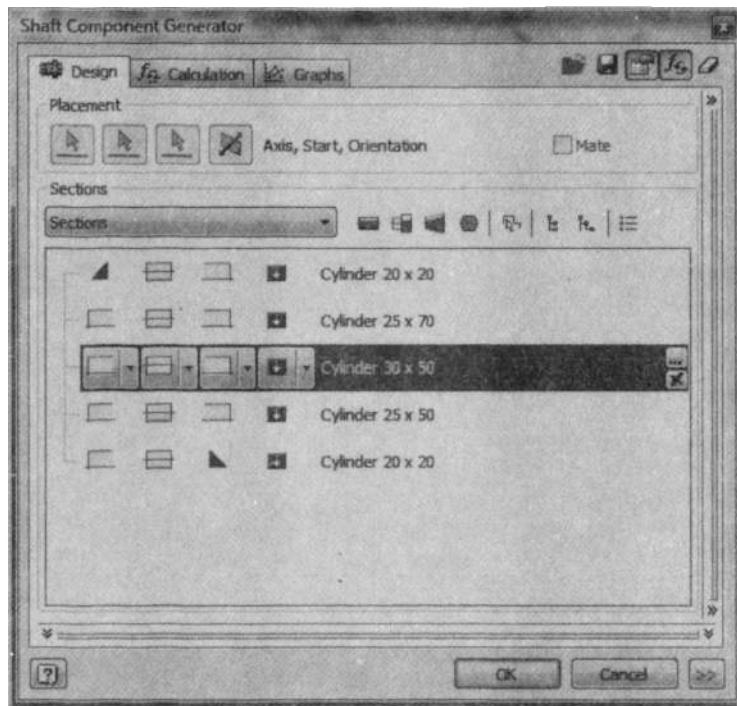
chọn $d_1 = 25 \text{ mm}$, đường kính ngõng trực $d_0 = 20 \text{ mm}$.

- + Chọn sơ bộ kích thước dọc trực:

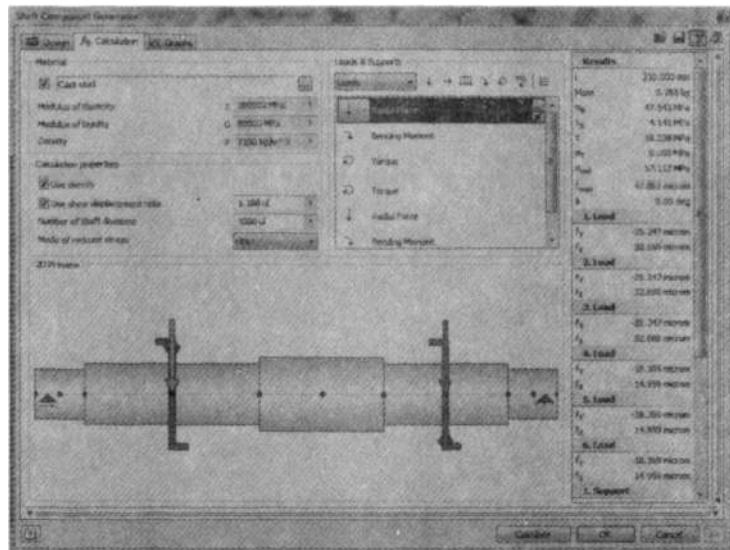


Hình 4.108. Phát thảo kết cấu trực II

+ Kết quả tính:

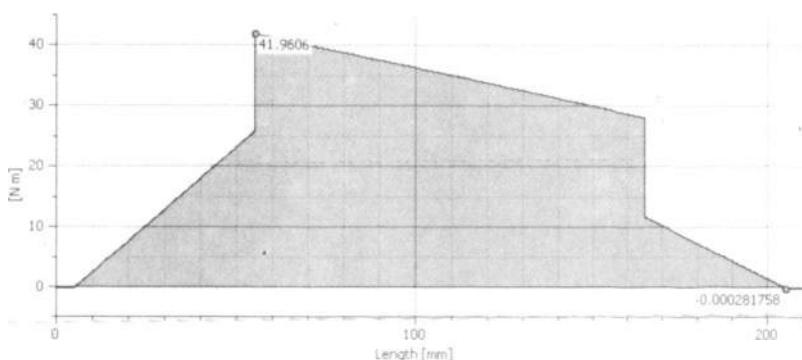


Hình 4.109



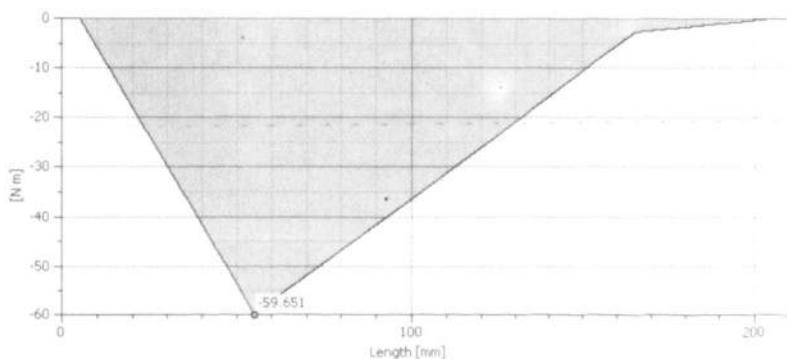
Hình 4.110

□ Bending Moment, YZ Plane

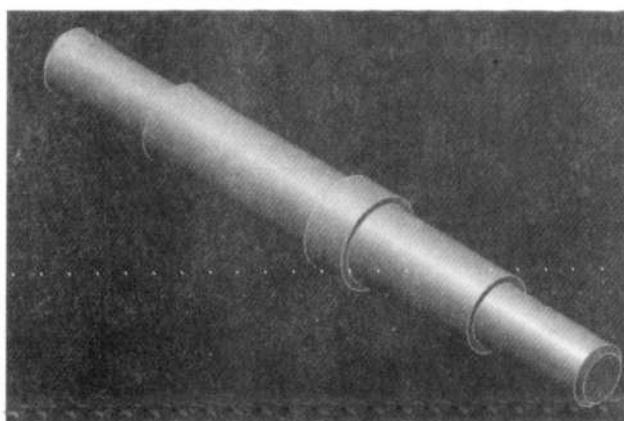


Hình 4.111

□ Bending Moment, XZ Plane

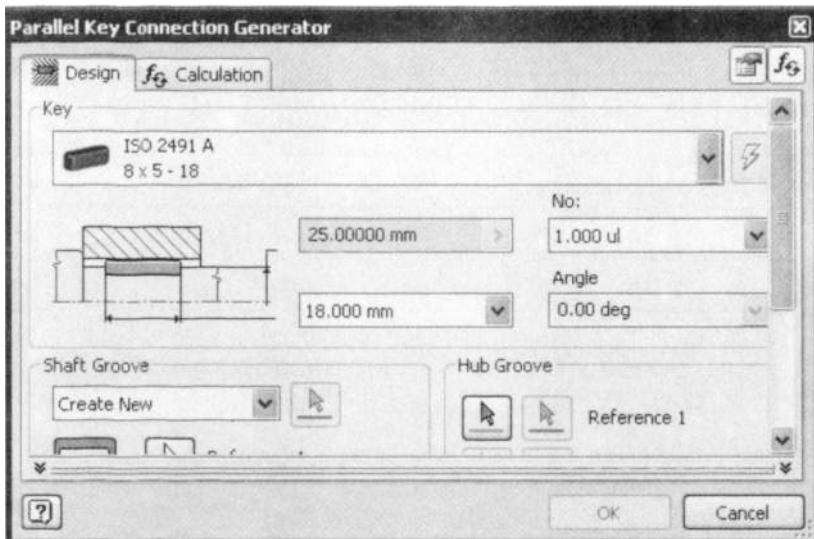


Hình 4.112

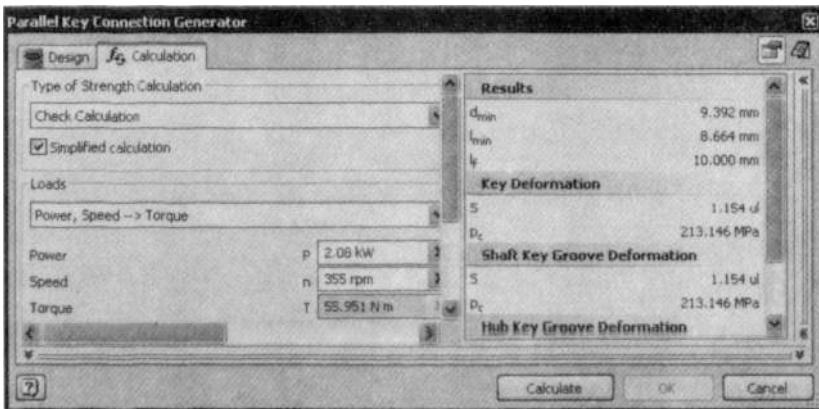


Hình 4.113

Chọn then cho trục II



Hình 4.114. Thông số then trong tab Design



Hình 4.115. Tính toán và chọn then trong tab Calculation

a. Trục III và then

+ Mômen xoắn:

$$T_{III} = 223820 \text{ Nmm}$$

+ Số vòng quay:

$$n = 88,75 \text{ vg / ph.}$$

+ Lực tác dụng lên trục bộ truyền xích:

$$F_{rx} = 2527,3\text{N}; F_{ry} = 2527,3\text{NN}$$

+ Lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng:

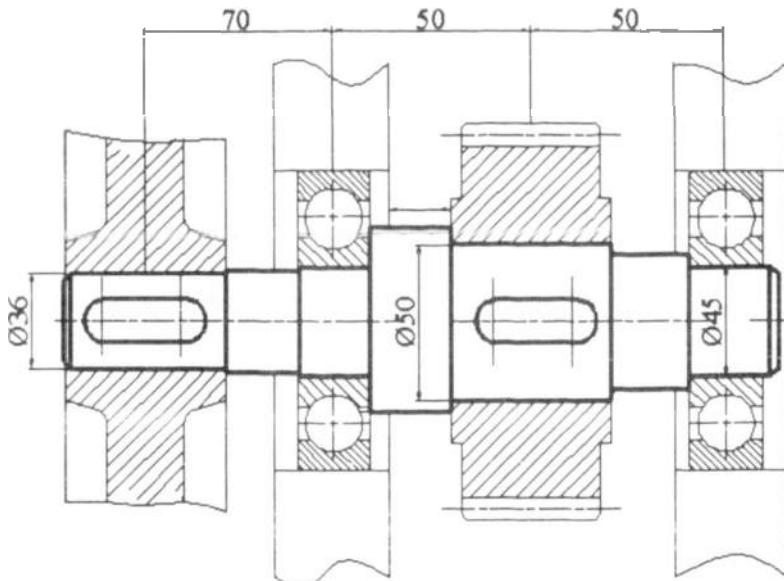
Lực hướng tâm $F_{r3} = F_{r4}$	640.6N
Lực tiếp tuyến $F_{t3} = F_{t4}$	1709.6N
Lực dọc trục $F_{a3} = F_{a4}$	490.2N

+ Đường kính trục vị trí lắp nối trục:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16.223820}{\pi.30}} = 33,6\text{mm}$$

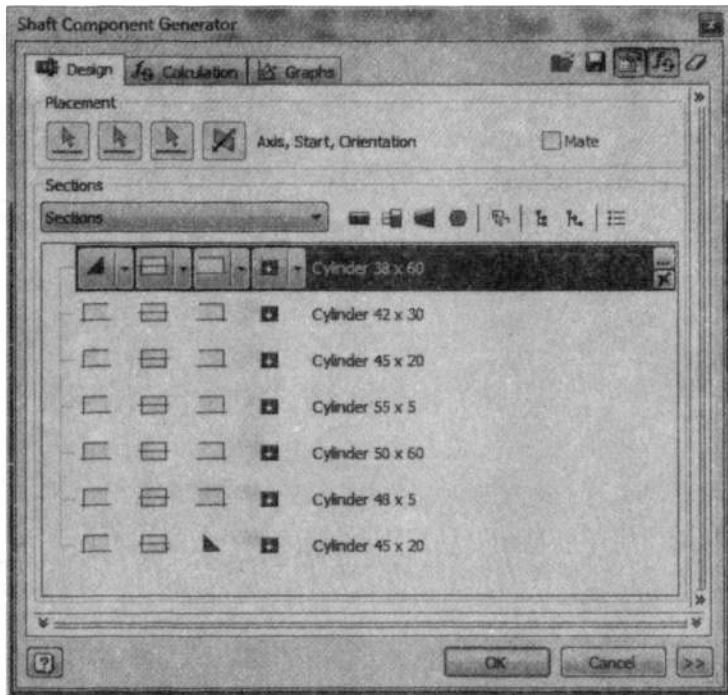
chọn $d_0 = 36\text{mm}$, $d_1 = 45\text{mm}$, $d_2 = 50\text{mm}$

+ Chọn sơ bộ kích thước dọc trục như trên hình vẽ:

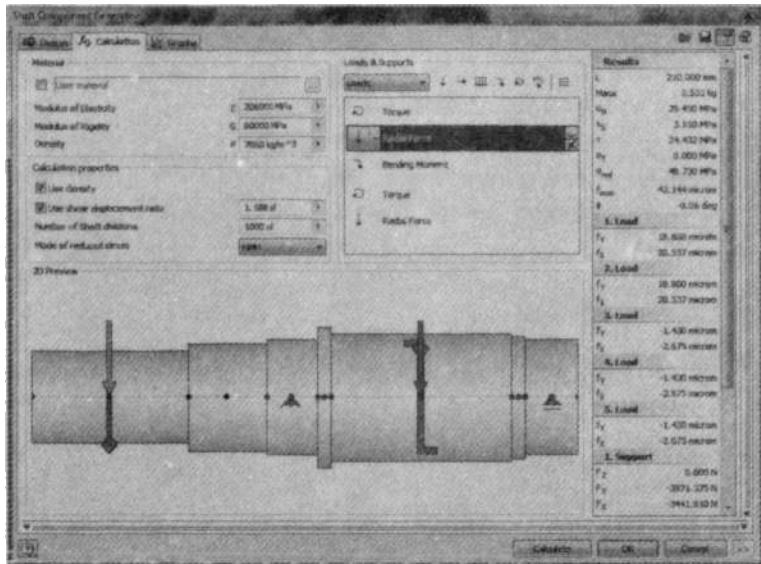


Hình 4.116. Phát tháo kết cấu trục III

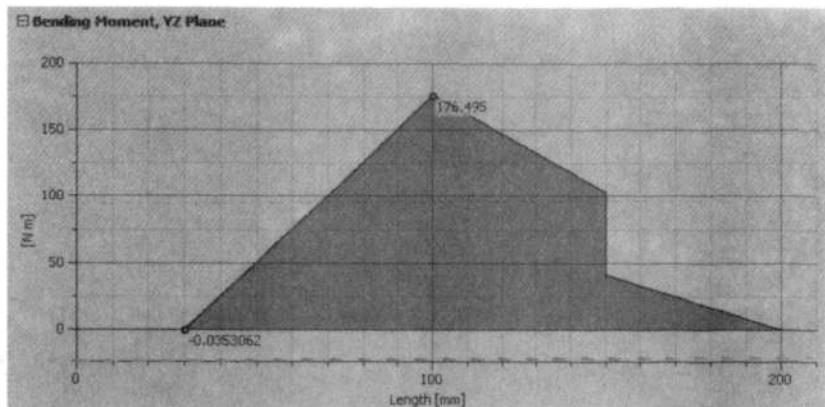
+ Kết quả tính



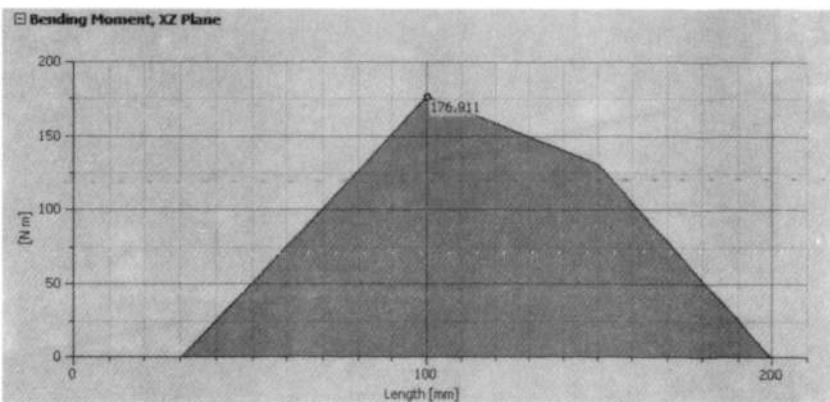
Hình 4.117



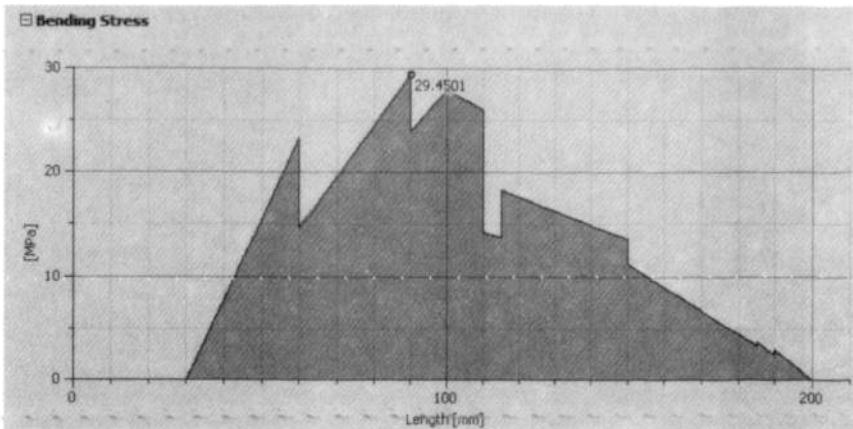
Hình 4.118



Hình 4.119

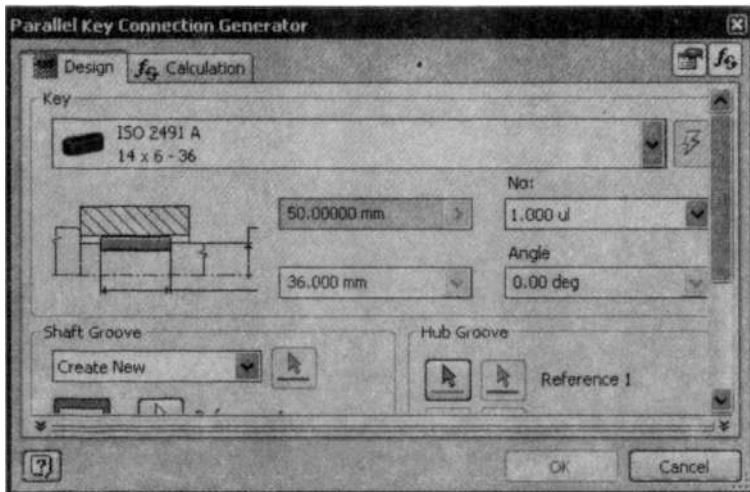


Hình 4.120

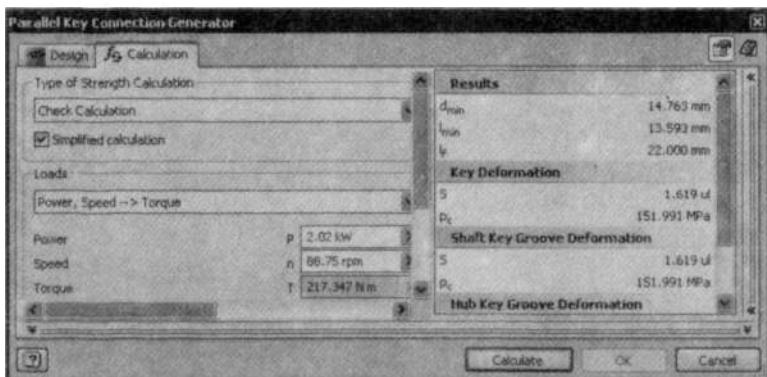


Hình 4.121

+ Chọn then cho trục III



Hình 4.122. Thông số then trong tab Design



Hình 4.123. Tính toán và chọn then trong tab Calculation



Hình 4.124. Mô hình với rãnh then

1.4 . Chọn ô lăn

- + Chọn ô lăn cho các trục I, II, III trong Autodesk Inventor theo tiêu chuẩn.

a) Chọn ô lăn cho trục I:

Theo kết quả tính trục I ta có:

$$R_{Ay} = -29.665\text{N}; R_{By} = -132.757\text{N}, \text{suy ra } F_{rA} = 136.03\text{N}$$

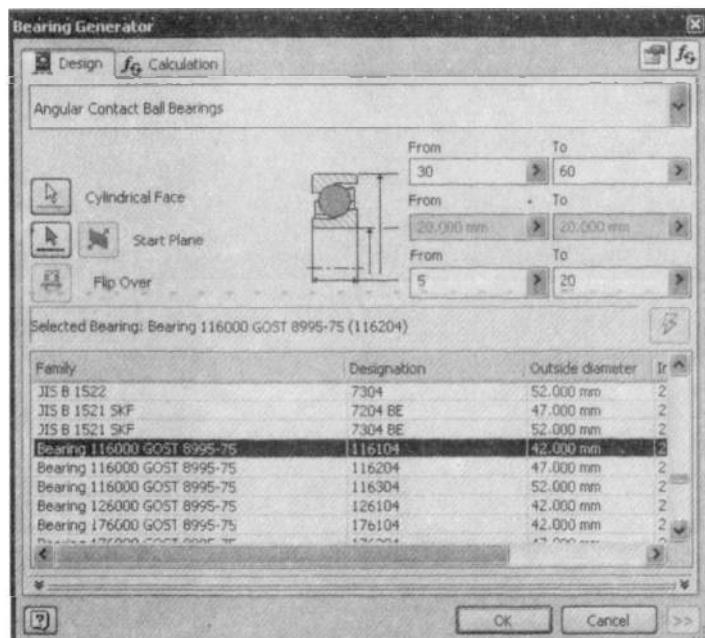
$$R_{Ax} = -321.513\text{N}; R_{Bx} = 33.313\text{N}, \text{suy ra } F_{rA} = 323.23\text{N}$$

$$F_{AB} = 127.9\text{N}$$

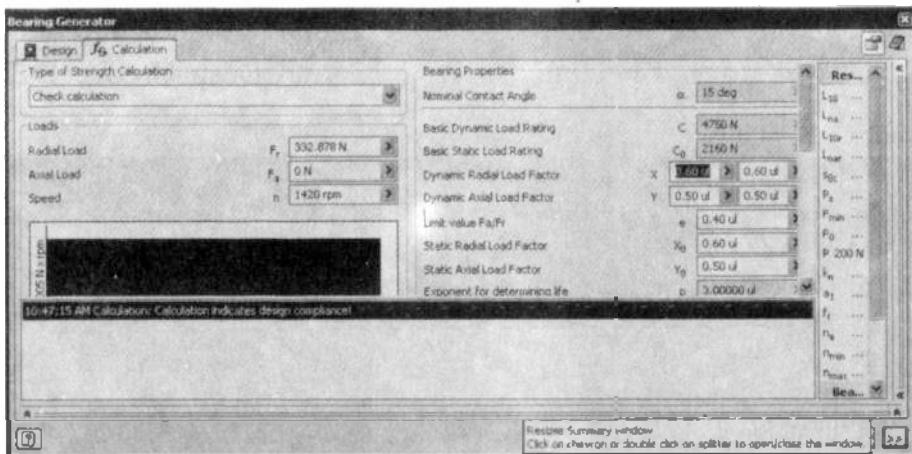
Vì $F_{RB} > F_{rA}$ và ô B có lực dọc nên ta tính toán theo ô B:

$$F_R = F_{RB} = 820.9\text{N}$$

Số vòng quay $n = 1420\text{vg/ph}$; $L = 21600/2 = 10800\text{giờ}$, đường kính vòng trong $d = 20\text{mm}$, chọn ô bi đỡ chặn.



Hình 1.125. Tab Design cho ô trục I



Hình 4.126. Tab Calculation cho ô trống I



Hình 4.127. Mô hình 3D ô lăn cho trục I

b) Chọn ô lăn cho trục II:

Theo kết quả tính trực I ta có:

Tài trọng hướng tâm và dọc tr

$R = 510.75\text{GN}$, $R = 1433.22\text{GN}$, $R = 1$

$$R_{\text{AY}} = -518.75 \text{ N}, R_{\text{AX}} = -1193.02 \text{ N}, \text{say } \tan \gamma_{\text{TA}} = 1500, \gamma_{\text{TA}} = 82^\circ$$

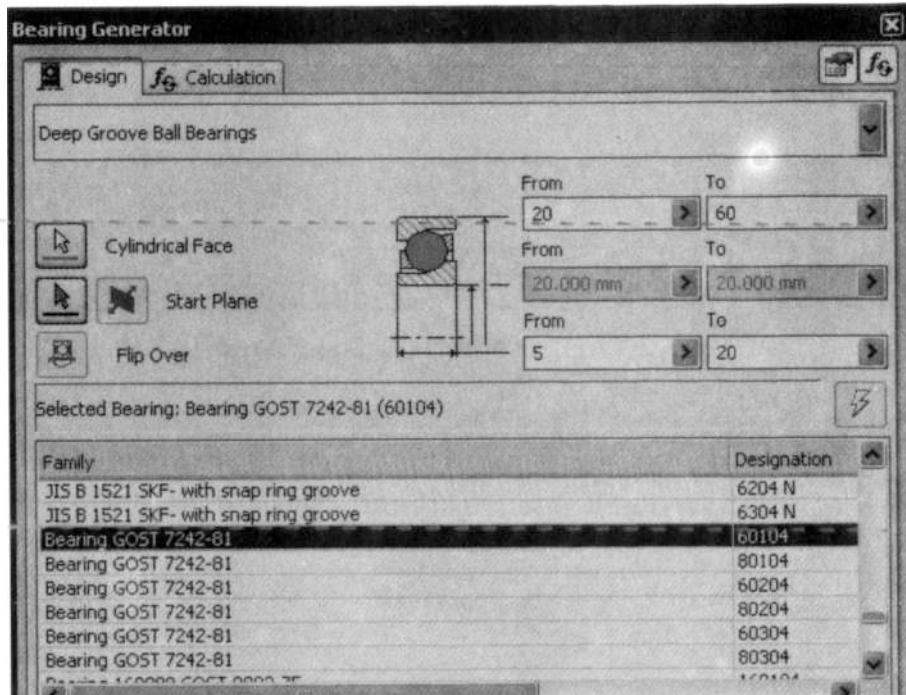
$$R_{By} = 290.445 \text{ N}, R_{Bx} = -70.080 \text{ N}, \text{ suy ra } F_{rA} = 304.75 \text{ N}$$

$$F_{aB} = 362.5\text{N}$$

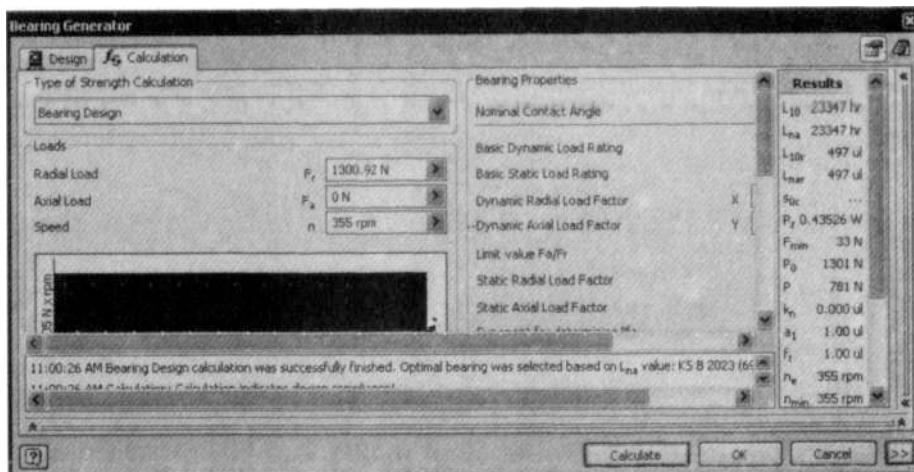
Ta chọn ô bị và chọn cờ ô cho ô A với tải trọng hướng tâm tác dụng lên ô A:

$$F_{RA} = 1300.92N$$

Số vòng quay $n = 355\text{vg/ph}$; $L = 21600/2 = 10800\text{giờ}$, đường kính vòng trong $d = 20\text{mm}$, chọn ổ bi đỡ (Deep Groove Ball Bearing)



Hình 4.128. Tab Design cho ổ trục II



Hình 4.129. Tab Calculation cho ổ trục II



Hình 4.130. Mô hình 3D ố lăn cho trục II

c) Chọn ố lăn cho trục III:

Theo kết quả tính trục III ta có:

$$R_{Ay} = -3971.375N; R_{Ax} = -3441.61N, \text{ suy ra } F_{rA} = 5255.14N$$

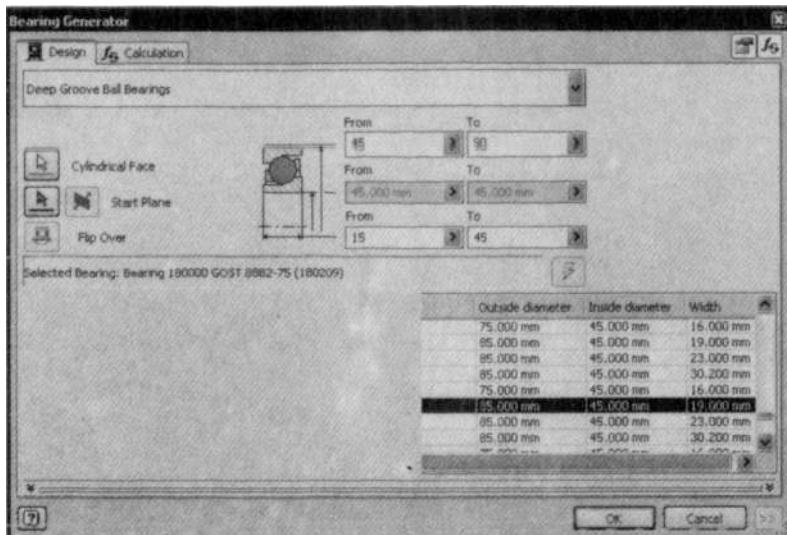
$$R_{By} = 828.497N; R_{Bx} = 2923.91N, \text{ suy ra } F_{rB} = 2323.91N$$

$$F_{AB} = 490.2N \text{ tác dụng lên } \dot{o} A$$

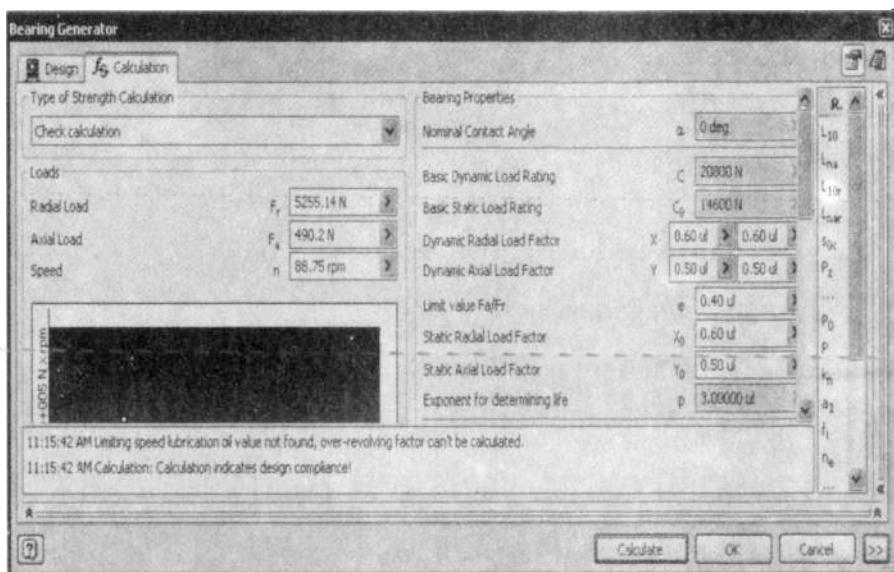
Vì $F_{rA} > F_{rB}$, nên ta tính toán theo $\dot{o} B$:

$$F_R = F_{rA} = 5255.14N$$

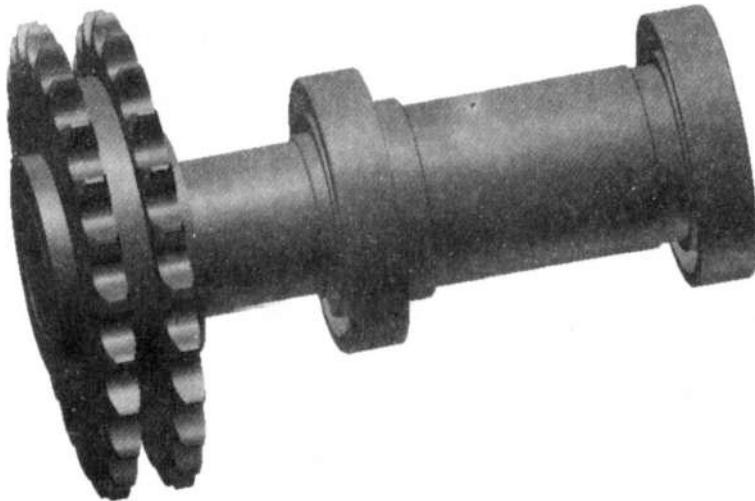
Số vòng quay $n = 88,75vg/ph$; $L = 21600/2 = 10800$ giờ, đường kính vòng trong $d = 45mm$, chọn ố bi đỡ (Deep Groove Ball Bearing)



Hình 4.131. Tab Design cho ố trục I



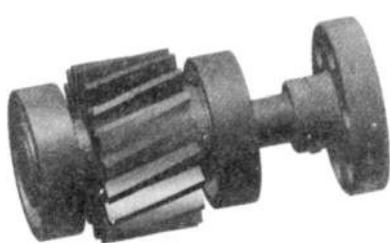
Hình 4.132. Tab Calculation cho ô trục III



Hình 4.133. Mô hình 3D ô lăn cho trục III

Phần 2. Mô hình 3D và bản vẽ lắp

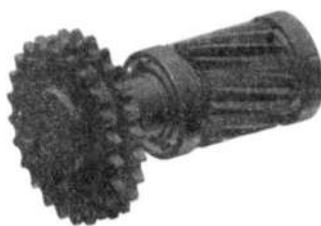
2.1. Lắp cụm chi tiết bao gồm nối trục, hai cặp bánh răng trục, ba trục hộp giảm tốc I, II, III và đĩa xích, các ô lăn ...



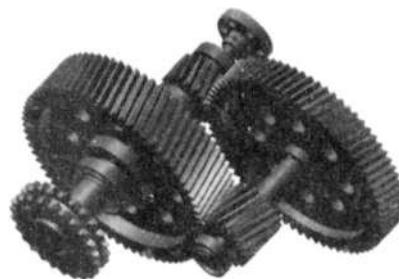
Hình 4.134. Cụm trục I



Hình 4.135. Cụm trục II

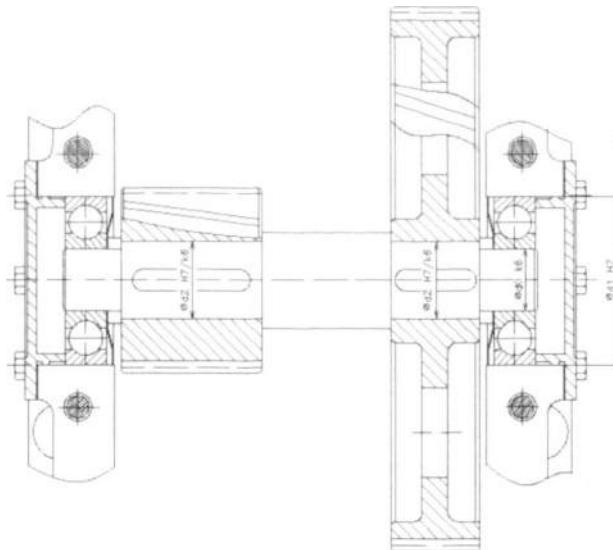


Hình 4.136. Cụm trục III



Hình 4.137. Các trục

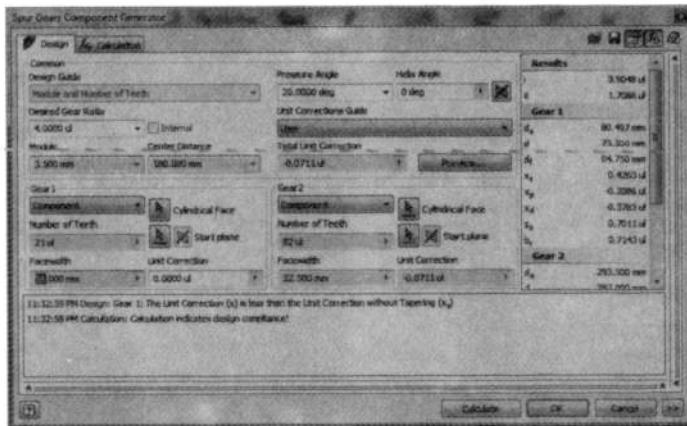
2.2. Bản vẽ lắp trục trung gian



Hình 4.138

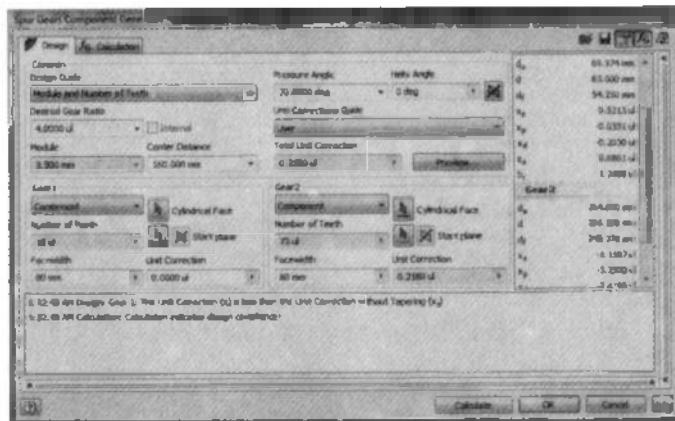
Phần 3. Phân phân tích chi tiết máy và lựa chọn sơ đồ động

3.1. - Khi thay thế cặp bánh răng trụ răng nghiêng bằng cặp bánh răng trụ răng thẳng thì đường kính bánh răng sẽ tăng lên.



Hình 4.139

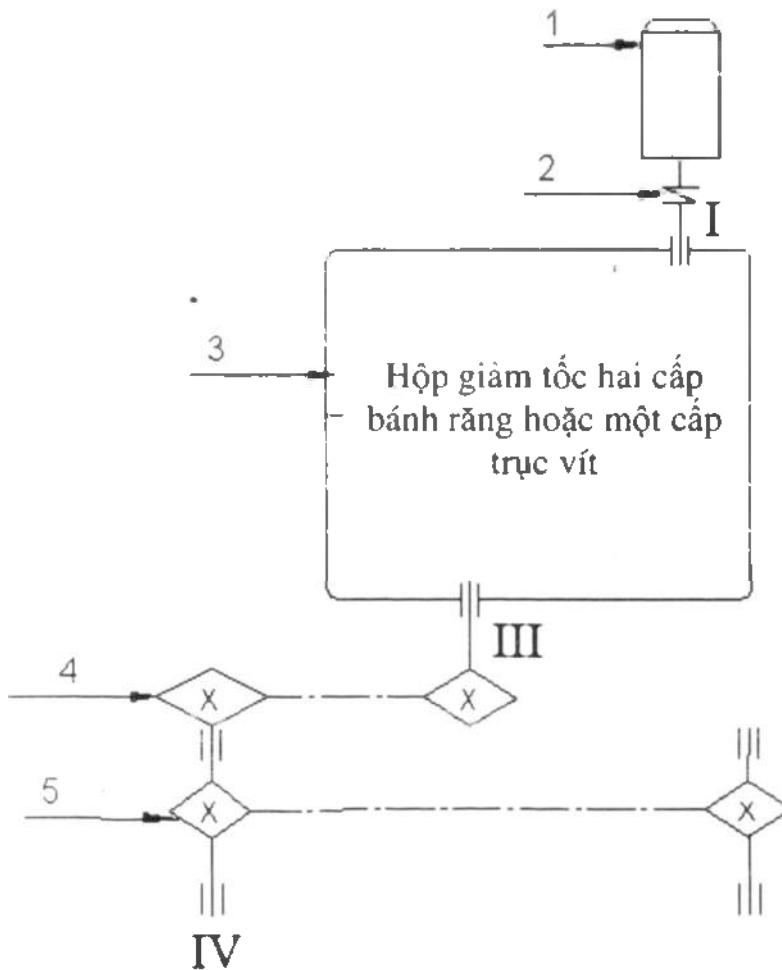
- Nếu không thay đổi đường kính ta có thể tăng chiều rộng vành răng (hệ số chiều rộng vành răng).



Hình 4.140

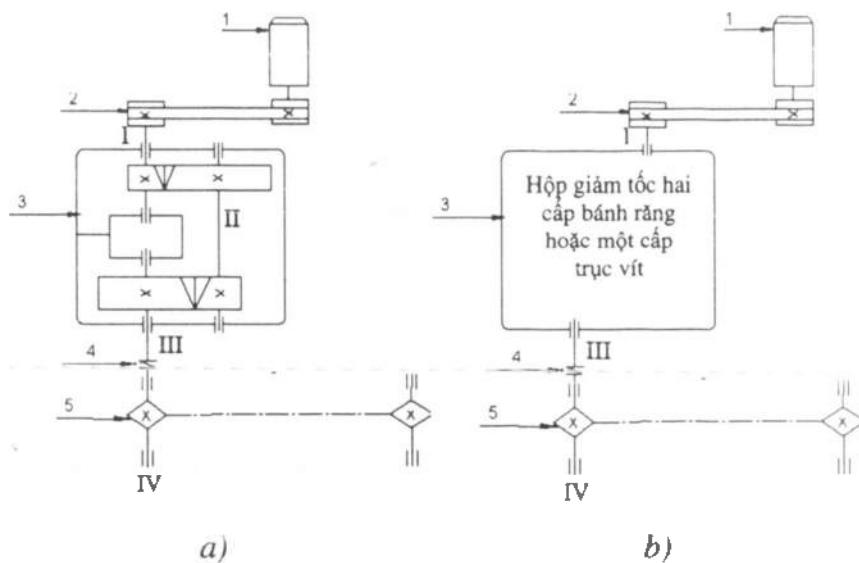
3.2. Trong hệ thống truyền động ngoại trừ sử dụng bộ truyền trực vít có khả năng tự hãm, các hệ thống còn lại phải có phanh hãm hoặc khóa dừng.

1. Với tỷ số truyền 16 thì hộp giảm tốc 3 có thể là: bánh răng hai cấp khai triển, phân đôi, côn trục, hoặc có thể hộp giảm tốc trực vít với hai mồi ren (vẽ các sơ đồ tương ứng)



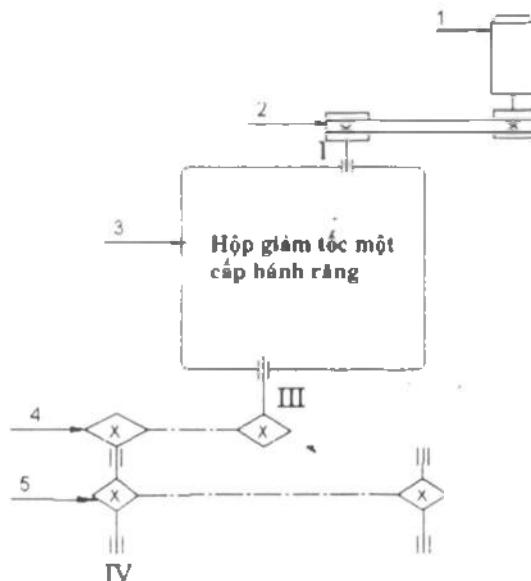
Hình 4.141

2. Bộ trί bộ truyền đai có tý số truyền $\mu = 2,2$ sau động cơ. Với tý số truyền 16 thì hộp giảm tốc 3 có thể là: bánh răng hai cấp đồng trục, khai triển, phân đôi, côn trục, hoặc có thể hộp giảm tốc trực vít với 2 mồi ren (vẽ các sơ đồ tương ứng).



Hình 4.142

3. Nếu vẫn giữ bộ truyền xích và bổ sung thêm bộ truyền dài sau động cơ thì có thể sử dụng hộp giảm tốc một cấp bánh răng (về các sơ đồ tương ứng).



Hình 4.143

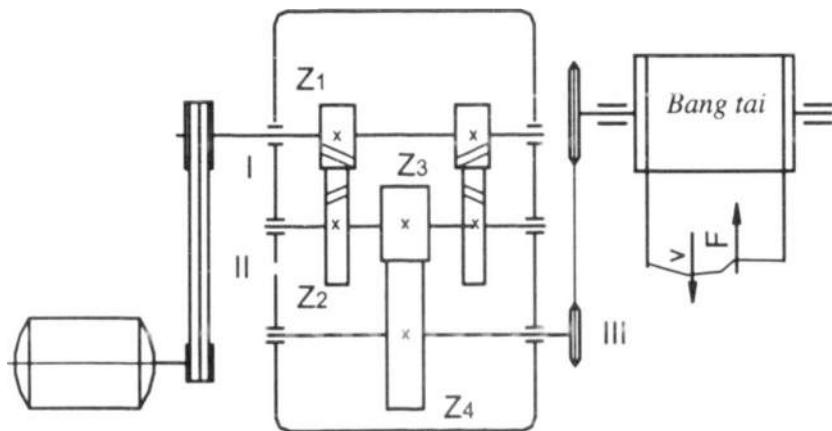
CHƯƠNG V

MỘT SỐ ĐỀ THI DỰ TRỮ CÁC NĂM

ĐỀ DỰ TRỮ NĂM 2002

Đề số 1 (Học viện Kỹ thuật Quân sự)

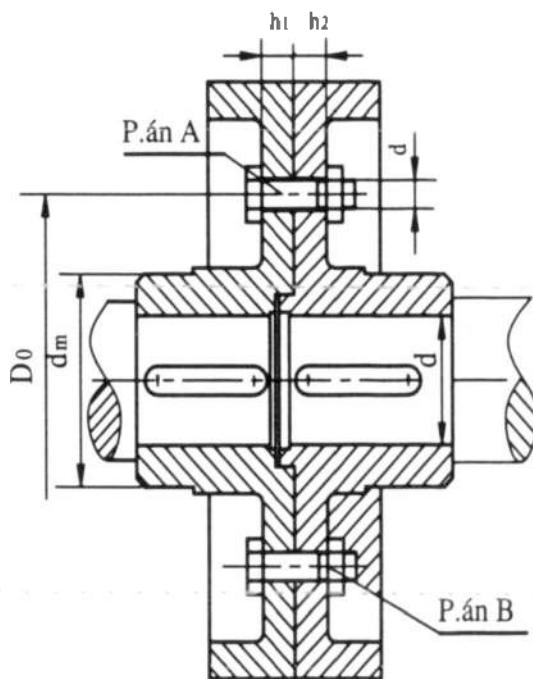
Câu 1. Cho hệ dẫn động như hình vẽ (hình 5.1), trong đó các bộ truyền ngoài bao gồm bộ truyền đai thang và bộ truyền xích ống con lăn.



Hình 5.1

- 1.1. Phân tích tính hợp lý hay không hợp lý của sơ đồ trên.
- 1.2. Phân tích lực ăn khớp trong các bộ truyền theo chiều vận tốc đã cho của băng tải (các lực ăn khớp đặt tại các điểm A; B và C)

Câu 2. Cho nối trực (hình 5.2).



Hình 5.2

Biết: Đường kính qua tâm các bulông $D_0 = 80\text{mm}$; biết: khớp nối có sáu bulông, đường kính đinh ren $d = 12\text{mm}$ và đường kính chân ren $d_1 = 10,1\text{mm}$; bulông bằng thép CT3 có $[\sigma_b] = 140\text{MPa}$; $[\sigma_d] = 170\text{MPa}$; $[\tau_c] = 88\text{MPa}$; hệ số ma sát $f = 0,2$ và hệ số an toàn $s = 1,5$; kích thước $h_1 = 10\text{mm}$;

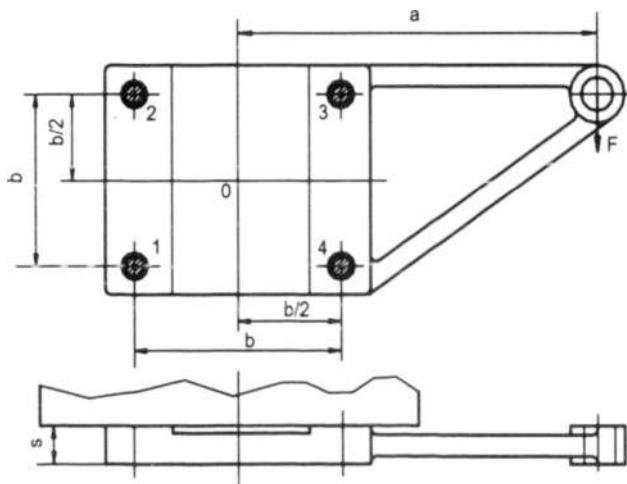
1.1. Tính giá trị mômen xoắn lớn nhất mà nối trực đĩa có thể truyền được (phương án A: bulông lắp có khe hở).

1.2. Khi chuyển sang mối ghép bulông không khe hở (phương án B) thì khớp nối có thể truyền được mômen bằng bao nhiêu? Biết $h_1 = 15\text{mm}$ và $h_2 = 13\text{mm}$.

1.3. Vì sao lại xuất hiện lực phụ trong khớp nối trực chặt. Cách xác định lực phụ (giá trị và phương chiêu của lực) và vai trò của lực phụ khi thiết kế trực và ô lăn như thế nào?

Đề số 2 (Học viện Kỹ thuật Quân sự)

Câu 1. Một giá chịu lực F được bắt chặt vào thành máy bằng một nhóm bốn bulông được đánh số như hình vẽ (hình 1.3). Giá và thành máy bằng thép CT3 có $\sigma_{ch} = 200\text{MPa}$, bulông bằng thép 35 có $\sigma_{ch} = 300\text{MPa}$, $[\sigma_d] = 0,8\sigma_{ch}$ và $[\tau_c] = 0,4\sigma_{ch}$. Biết: $a = 100\text{mm}$; $b = 400\text{mm}$; chiều dày $s = 20\text{mm}$. Lực $F = 2\text{kN}$. Hệ số ma sát giữa giá đỡ và nền bêtông là $f = 0,15$ và hệ số an toàn trượt là $k = 1,5$.



Hình 5.3

1.1. Xác định đường kính cần thiết của bulông cho phương án bulông lắp có khe hở.

1.2. Nếu dùng phương án bulông lắp không khe hở thì đường kính bulông tăng hay giảm. Nếu nhận xét về hai phương án nêu trên.

1.3. Trong mối ghép ren người ta thường dùng ren tiết diện gì? Vì sao?

1.4. a) Với trường hợp dùng bulông có khe hở, nếu F thay đổi có chu kỳ từ $F_{min} = 0$ đến $F_{max} = 2\text{kN}$ thì có cần tính lại đường kính bulông không? Tại sao?

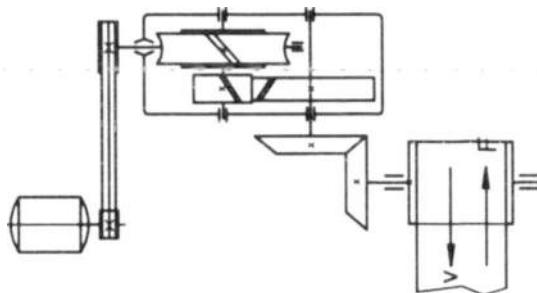
b) Trường hợp này có cần kiểm tra bulông theo độ bền mới không? Vì sao?

Đề số 3 (Học viện Thủy lợi)

Câu 1

- 1.1. Trình bày hiện tượng hỏng vì mài và những đặc điểm của nó khác với sự phá hủy do tác dụng của ứng suất tĩnh thông thường.
- 1.2. Trình bày đường cong mài và cho biết thế nào là giới hạn mài? Giới hạn mài dài hạn và giới hạn mài ngắn hạn.
- 1.3. Xác định ứng suất giới hạn mài ngắn hạn khi biết ứng suất giới hạn mài dài hạn và số chu kỳ chịu tải N .
- 1.4. Phương pháp tính sức bền chi tiết máy khi chịu ứng suất thay đổi.

Câu 2. Cho sơ đồ hệ thống dẫn động như hình vẽ (hình 5.4)



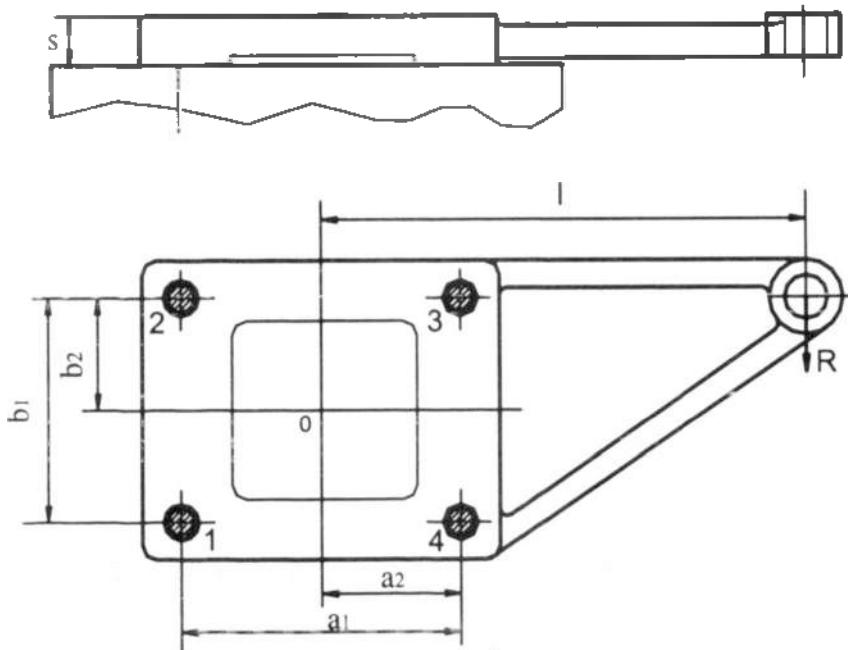
Hình 5.4

- 2.1. Xác định chiều quay của các trục và các bộ truyền trong HGT.
- 2.2. Đặt các lực ăn khớp (phương chiều) lên hệ thống theo quan điểm tự động hóa thiết kế.
- 2.3. Viết biểu thức tính giá trị các lực tác dụng lên các bộ truyền trên quan điểm đó.
- 2.4. Phân tích tính hợp lý và không hợp lý của sơ đồ trên và nêu hướng giải quyết để khắc phục nhược điểm đó nếu cần.
- 2.5. Nêu nguyên tắc chung chọn vật liệu và độ rắn mặt rãnh khi thiết kế bánh răng và các cặp bánh răng khác nhau trong một HGT.

2.6. Phân tích các chi tiêu thiết kế

3.1. a) Xác định đường kính cần thiết của bulông cho hai phương án: bulông lắp không khe hở và bulông lắp có khe hở.

b) Trong ren kẹp chặt nên dùng loại ren gì? Vì sao?



Hình 5.5

3.2. Kiểm tra độ bền dập của nền xi măng. Nếu $\sigma_d < [\sigma_d]$ thì giải quyết ra sao?

3.3. Xác định tải trọng lớn nhất tác dụng lên mối ghép nếu sử dụng bulông lắp có khe hở.

3.4. a) Khi tải trọng ngoài thay đổi từ R_{min} đến $R_{max} < R$ thì có cần tính lại kích thước bulông không? Tại sao?

b) Trong trường hợp nào cần kiểm tra bulông theo độ bền mới?

c) Nếu các giải pháp chống hiện tượng tự tháo lỏng trong mối ghép ren.

Ghi chú

- a) Có thể sử dụng công thức sau để tính đường kính ngoài ren bulông (khi không có các bảng tra các thông số đường kính ren): $d = d_1 + 2.h$ với $h = 0,54p$. p là bước ren (với bulông có đường kính đến 30mm, có thể lấy p theo dãy sau: 2,5; 2,0; 1,5; 0,75 và 0,5mm).
- b) Dãy tiêu chuẩn các đường kính bu lông: (dãy 1): M8p; M10p; M12p; M16p; M18p; M20p; M30p;...

ĐỀ DỰ TRỮ NĂM 2003

Đề số 1 (Đại học Bách khoa Đà Nẵng)

Câu 1. Khi thiết kế trực trong HGT, tại sao phải qua bước tính thiết kế và tính kiểm nghiệm? Nếu hệ số an toàn nhỏ hơn hệ số an toàn cho phép, thì xử lý thế nào?

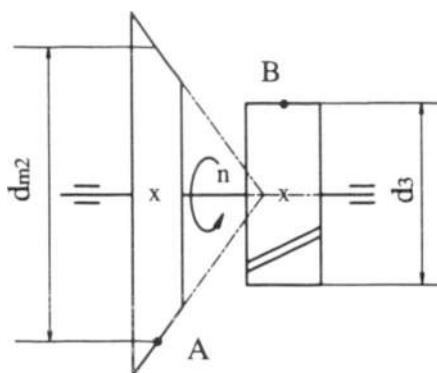
Câu 2. Trong trường hợp nào mối ghép bulông tự nối lỏng? Tại sao? Nếu các biện pháp chống tháo lỏng trong mối ghép bulông.

Câu 3. Một hệ dẫn động cơ khí có tỷ số truyền $u = 120$, sử dụng hai bộ truyền bánh răng; một bộ truyền xích và một bộ truyền đai.

3.1. Nên bố trí sơ đồ hệ thống như thế nào là hợp lý? Vì sao? (vẽ hình và giải thích).

3.2. Tỷ số truyền của các bộ truyền nên phân phối như thế nào? Vì sao?

Câu 4. Cho sơ đồ tính trực và ô như hình vẽ (hình 5.6), với bánh răng nón là bánh răng bị dẫn có điểm đặt lực tại A và bánh răng nghiêng có điểm đặt lực tại B.

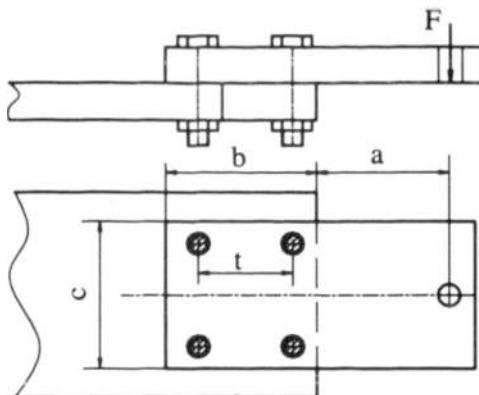


Hình 5.6

4.1. Viết các biểu thức tính lực tác dụng lên trục và ô biết T và n là mômen xoắn và số vòng quay của trục; đường kính trung bình bánh răng côn là d_{m2} và đường kính vòng lăn bánh răng trụ là d_3 .

4.2. Nếu thay đổi chiều quay của trục, hoặc thay đổi chiều nghiêng của phương răng hoặc đồng thời thay đổi cả hai thì lực tác dụng lên trục thay đổi thế nào? Nếu phương pháp tính thiết kế trục và ô khi trục quay hai chiều.

Câu 5. Cho mối ghép như hình vẽ (hình 5.7), biết: $F = 4000\text{N}$; $a = 50\text{mm}$; $b = 100\text{mm}$; $c = 80\text{mm}$; $t = 50\text{mm}$. Bulông bằng thép C30 có $[\sigma_t] = 180\text{MPa}$; $[\sigma_d] = 240\text{MPa}$. Độ cứng các tấm ghép được coi là lớn và hệ số $\chi = 0,2$.



Hình 5.7

- a) Xác định đường kính bulông khi sử dụng bulông lắp có khe hở.
- b) Có thể thay thế mối ghép trên bằng mối ghép bulông tĩnh hoặc mối ghép đinh tán được không? Vì sao?

Đề số 2 (Đại học Bách khoa Hà Nội)

Câu 1

- 1.1.** a) Nêu các đặc điểm tính toán thiết kế chi tiết máy.
- b) Vì sao phải tiến hành tính toán thiết kế chi tiết máy theo hai bước: tính thiết kế và tính kiểm nghiệm.
- c) Nêu bốn ví dụ để giải thích thêm về đặc điểm này.
- 1.2.** a) Với kích thước và thông số thu được trong bước tính thiết kế, khi kiểm nghiệm không đạt yêu cầu xử lý thế nào?
- b) Cho thí dụ về tính thiết kế của ba chi tiết khác nhau không đạt yêu cầu để trình bày cụ thể về các giải pháp có thể sử dụng.

Câu 2

- 2.1.** a) Công dụng của truyền động cơ khí.
- b) Nêu và giải thích các thông số cơ bản của truyền động cơ khí.
- 2.2.** Ảnh hưởng của:
- a) Số vòng quay n (vg/ph) hoặc vận tốc v (m/s)
- b) Chiều quay (cùng chiều hay ngược chiều kim đồng hồ)
- c) Số chiều quay (một hay hai chiều) được tính đến như thế nào trong quá trình thiết kế chi tiết máy.

Câu 3

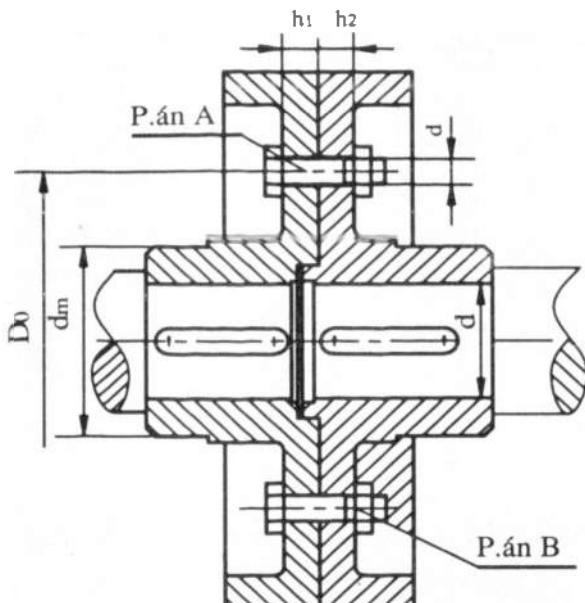
3.1. a) Phân loại khớp nối theo đặc điểm.

b) Khớp nào khi sử dụng có thể gây nên lực hướng tâm F_r , tác dụng lên trực? Vì sao?

c) Cách xác định trị số và chiều của F_r . Vì sao khi tính trực và chọn ô lại sử dụng chiều của lực F_r ngược nhau.

d) Khi sử dụng nối trực đĩa có thể có những biện pháp kết cấu nào để đảm bảo sự đồng tâm của các nối trực.

3.2. Cho kết cấu nối trực đĩa như hình 5.8. Nối trực có các thông số sau: số bulong $z = 6$; đường kính qua tâm các bulong $D_0 = 250\text{mm}$; kích thước $h_1 = h_2 = 10\text{mm}$; bulong bằng thép CT3 có $[\sigma_k] = 140\text{MPa}$; $[\sigma_d] = 170\text{MPa}$; $[\tau_c] = 88\text{MPa}$; hệ số ma sát $f = 0,15$ và hệ số an toàn $s = 1,5$. Mômen xoắn trên trực là $T = 1400\text{Nm}$;



Hình 5.8

a) Xác định đường kính bulông để ghép hai nửa nồi trực theo hai phương án:

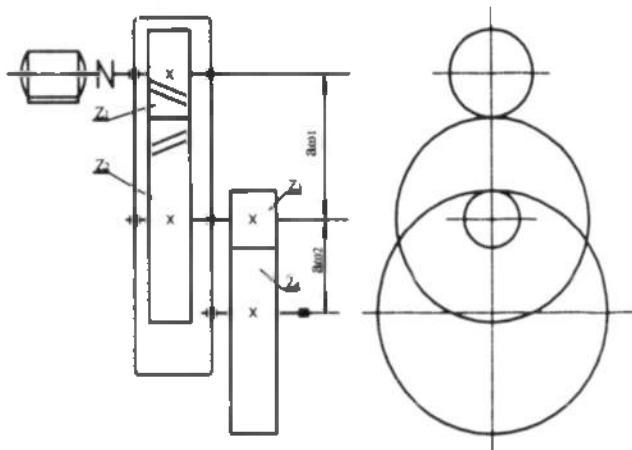
- Lắp có khe hở (phương án A)
- Lắp không khe hở (phương án B)

b) Dựa vào kết quả tính toán và kích thước nồi trực đã cho đề:

- Quyết định phương án sử dụng.
- So sánh ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng của hai phương án trên.

Đề số 3 (Học viện Kỹ thuật Quân sự)

Câu 1. Cho sơ đồ dẫn động như hình vẽ (hình 5.9) Biết tất cả các thông số kích thước của các bánh răng, mômen ngoại lực tác dụng lên chúng.



Hình 5.9

1.1. Trình bày việc kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc và về độ bền uốn của cặp răng z_1/z_2 biết T_1 và T_2 là mômen tác dụng trên các bánh răng z_1 và z_2 tương ứng. Đây là phép tính theo độ bền tĩnh hay theo độ bền mỏi? Vì sao?

1.2. Tính và biểu diễn định tính những đặc trưng của chu trình ứng suất uốn ở chân răng bánh răng z_1 và z_2 cho trường hợp quay một và hai chiều.

1.3. Cặp bánh răng z_3 và z_4 là cặp bánh răng trụ tròn thân khai để hở, ăn khớp trong. Cặp bánh răng này được thiết kế theo chi tiêu nào? Vì sao?

1.4. Khi giữ nguyên z_1 và z_2 , nếu tăng môđun m lên hai lần thì những kích thước nào của bánh răng sẽ thay đổi theo và thay đổi như thế nào? Vì sao?

1.5. Phân tích lực ăn khớp của các cặp bánh răng trong hệ thống dẫn động khi z_1 quay cùng chiều với chiều nghiêng của răng. Nếu chiều quay này ngược chiều với chiều nghiêng của răng thì những lực nào sẽ thay đổi theo? Vì sao?

1.6. Khi nào cần phải tiến hành dịch chỉnh bánh răng. Trong HGT cho trên hình 5.9, biết $z_1 = 27$; $z_2 = 84$; $m = 2,5\text{mm}$ và $a_w = 140\text{mm}$.

a) Cặp bánh răng trên có cần dịch chỉnh không? Vì sao phải dịch chỉnh?

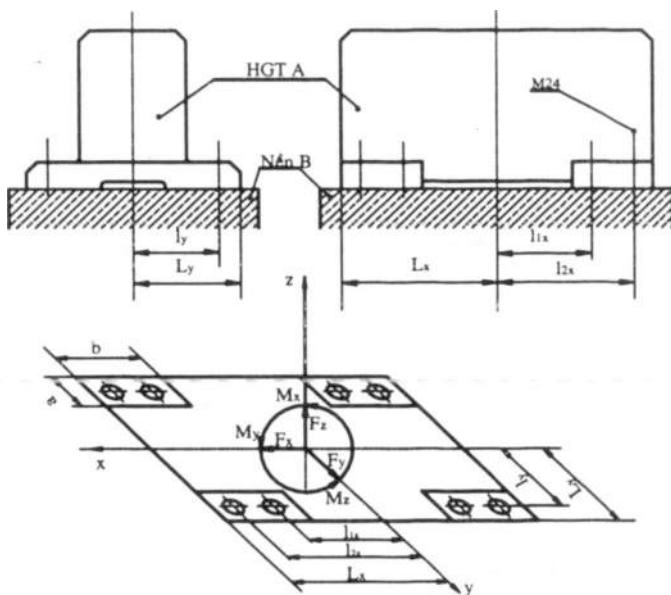
b) Xác định hệ số dịch chỉnh x_1 và x_2 , biết khi $k_y = 4$; $k_x = 0,122$ và khi $k_y = 5$; $k_x = 0,191$.

Câu 2

2.1. Trình bày ý nghĩa, vai trò và viết công thức xác định hệ số tài trọng tính toán trong các công thức tính toán thiết kế chi tiết máy.

2.2. Viết các công thức xác định hệ số tài trọng tính toán khi thiết kế các chi tiết: Truyền động đai; truyền động bánh răng; truyền động trực vít; truyền động xích và chọn khớp nối.

Câu 3. Người ta dùng z bulông M24 để liên kết vỏ HGT với nền bêtông B (hình 5.10)



Hình 5.10

3.1. Xét trường hợp tổng quát: Các lực F_x ; F_y ; F_z ; M_x ; M_y ; M_z đều tồn tại và thay đổi theo thời gian. Tại thời điểm khảo sát chiều của các lực này cho trên hình vẽ.

- Xác định tải dọc trực lớn nhất tác dụng lên bulông.
- Xác định lực ngang lớn nhất tác dụng lên bulông trong mặt phẳng của tấm ghép.
- Xác định ứng suất dập lớn nhất và ứng suất dập nhỏ nhất trên bề mặt tấm đệm kích thước $a \times b$, biết rằng nền khá cứng.
- Viết công thức điều kiện bền dập của đệm và điều kiện để để HGT không bị tách rời khỏi các tấm đệm trên nền.

3.2. Xét trường hợp riêng:

Biết: $F_x = F_y = F_z = 0$; $M_x = M_z = 0$ và $M_y = \pm 4,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$.

$Z = 4$; $l_{1x} = 0$; $l_{2x} = 310 \text{ mm}$; $l_y = 115 \text{ mm}$; $L_x = 350 \text{ mm}$
và $L_y = 280 \text{ mm}$.

Tổng độ mềm của các tấm đệm:

$$\chi_t = 0,048/E_t \text{ với } E_t = 1,5 \cdot 10^5 \text{ MPa.}$$

Độ mềm của bulông:

$$\chi_b = 0,196/E_b \text{ với } E_b = 2,2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

Bulông M24 có: $d_l = 20,752 \text{ mm}$;

$$\alpha_\sigma = 7; \epsilon_\sigma = 0,65; q_\sigma = 0,6; \beta = 1; k_y = 1$$

Bulông bằng thép có $\sigma_b = 400 \text{ MPa}$;

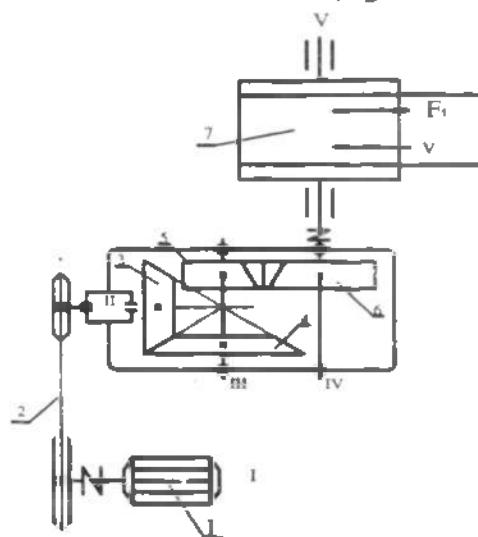
$$\sigma_{.1} = 0,43\sigma_b; \sigma_{.1k/n} = 0,75\sigma_{.1}$$

Hệ số an toàn khi tải trọng thay đổi lấy $k = 3$.

- Xác định lực xiết cần thiết để HGT không bị tách rời.
- Kiểm tra điều kiện an toàn mới của ren bulông, biết $[S_a] = 3,5$.

Đề số 4 (Đại học Kỹ thuật Thái Nguyên)

Câu 1. Cho sơ đồ dẫn động như hình vẽ (hình 5.11)



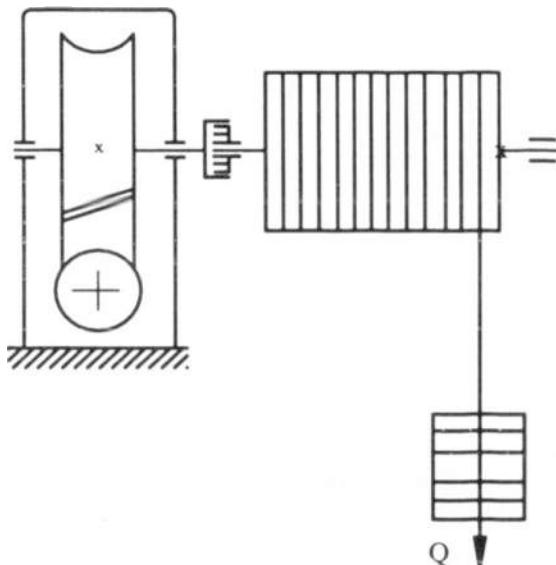
1 - Động cơ; 2 - Bộ truyền xích; 3&4 - Cặp bánh răng côn;

5&6 - cặp bánh trụ răng nghiêng; 7 - băng tải

Hình 5.11

- 1.1.** Hãy nêu những điểm hợp lý và không hợp lý của sơ đồ trên. Hãy bố trí lại vị trí các bộ truyền sao cho hợp lý nhất.
- 1.2.** Phân tích lực và vẽ nhanh các biểu đồ mômen uốn của các trục (theo chiều quay đã cho trên hình vẽ).
- 1.3.** Ứng suất trên răng và trong trực thay đổi theo chu trình nào? Chi tiết nào trong hệ trên thỏa mãn nhiều nhất các chỉ tiêu về khả năng làm việc của chi tiết máy.
- 1.4.** Nêu nguyên tắc lựa chọn vật liệu và độ rắn bè mặt răng của các bánh răng trong một cặp và các cặp bánh răng trong cùng một HGT.
- 1.5.** Giả sử bộ truyền bánh răng đã thiết kế không đủ bền tiếp xúc. Hãy nêu các biện pháp khắc phục khi thiết kế và chế tạo.
- 1.6.** Tại sao khi thiết kế bánh răng trụ, người ta lại lấy chiều rộng bánh nhỏ hơn chiều rộng bánh lớn?

Câu 2. Cho hệ thống nâng hạ vật như hình vẽ (hình 5.12)



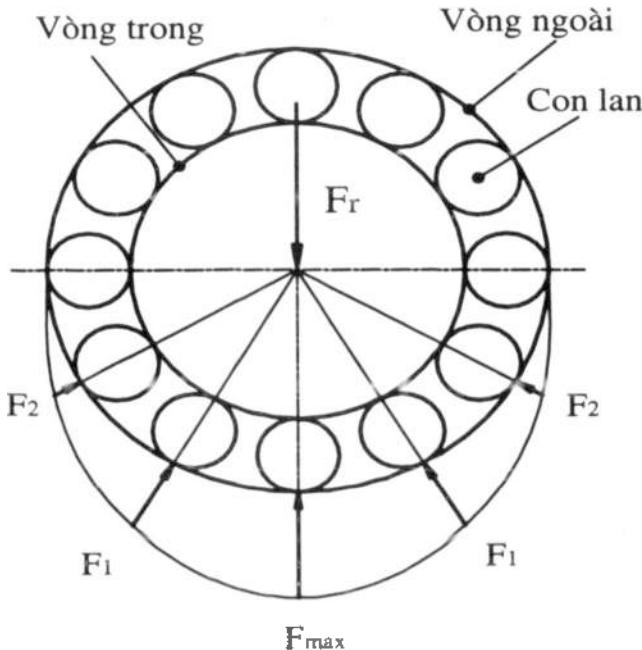
Hình 5.12

2.1. Xác định chiều quay hợp lý của hệ thống khi nâng và hạ vật.

2.2. Các lưu ý khi chọn số môi ren của trực vít z_1 . Vận dụng để lựa chọn z_1 cho bộ truyền Trục vít – bánh vít có tỷ số truyền $u = 21$.

2.3. Nếu nguyên tắc kiểm tra độ an toàn của hệ thống khi mất điện? Vận dụng để kiểm tra trong trường hợp trực vít có số môi ren đã chọn. $m = 10$, $d_1 = 160\text{mm}$. Hệ số ma sát tương đương $f = 0,15$.

Câu 3. Hình 5.13 là mô tả sự phân bố tải trọng tác dụng trên các con lăn khi chịu tác dụng của tải trọng tâm F_r .



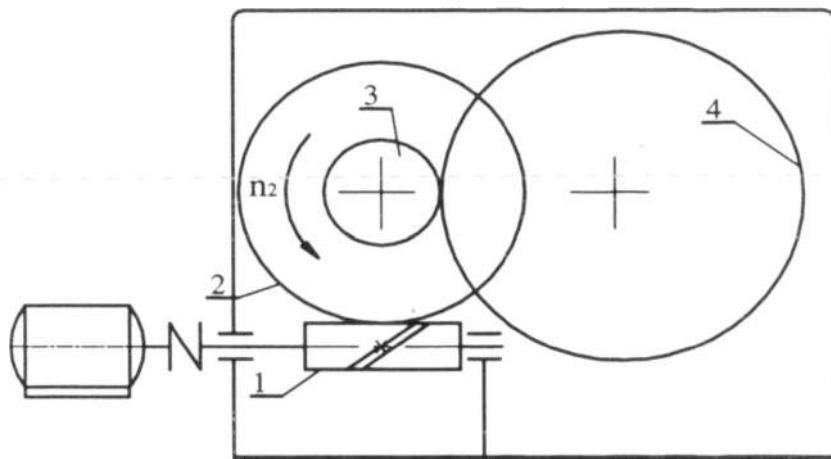
Hình 5.13

a) Xác định xem điểm tiếp xúc nào sẽ chịu ứng suất tiếp xúc lớn nhất? Vì sao?

b) Trong hai trường hợp khi vòng trong quay và khi vòng ngoài quay, trường hợp nào ô lăn có tuổi thọ lớn hơn? Vì sao? Yếu tố vòng nào quay được xét đến khi tính ô lăn như thế nào?

Đề số 5 (Đại học Kỹ thuật Thái Nguyên)

Câu 1. Hình 5.14 là hệ dẫn động gồm động cơ nối với HGT trực vít - bánh răng bằng khớp nối.

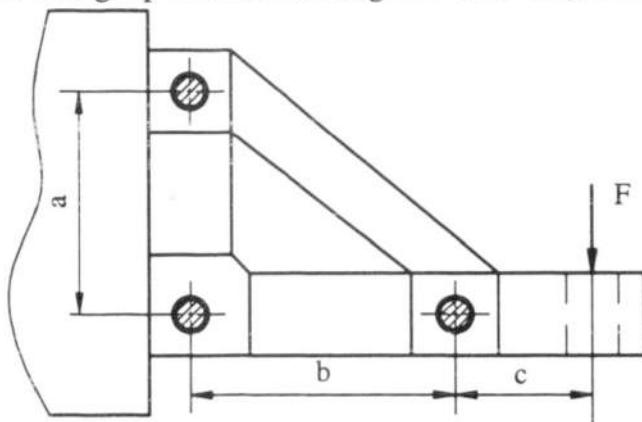


Hình 5.14

- 1.1. a) Phân tích lực ăn khớp, biết 3, 4 là cặp bánh trụ răng thẳng.
b) Trong sơ đồ trên nên bố trí cặp 3, 4 là bánh răng trụ thẳng hay trụ răng nghiêng? Nếu bố trí bánh trụ răng nghiêng thì hướng răng nên chọn như thế nào là hợp lý? Vì sao?
- 1.2. Xác định lực tác dụng lên trục và vẽ nhanh các biểu đồ mômen uốn và xoắn cho trục lắp bánh vít của HGT trên.
- 1.3. Có bao nhiêu phương án bố trí gối đỡ trực cho trục vít. Vẽ các sơ đồ bố trí gối đỡ trực theo các phương án đã nêu.
- 1.4. Nêu ý nghĩa của hệ số đường kính q của bộ truyền trực vít-bánh vít? Vì sao trong truyền động trực vít lại tiêu chuẩn cả m và q .
- 1.5. Chứng minh rằng khi góc nâng γ của ren trực vít tăng thì hiệu suất của bộ truyền lại tăng. Tại sao lại hạn chế góc nâng γ ?

1.6. Tại sao khi thiết kế bộ truyền bánh trụ răng nghiêng lại phải kiểm tra điều kiện $\epsilon_B \geq 1,1$. Nếu điều kiện này không thỏa mãn thì cần xử lý thế nào?

Câu 2. Cho mối ghép nhóm ba bulông như hình vẽ (hình 5.15)



Hình 5.15

2.1. Xác định tải trọng cho phép tác dụng lên mối ghép, biết:

Bulông bằng thép có $[\sigma_k] = 120\text{MPa}$, đường kính chân ren $d_1 = 17,09\text{mm}$.

Các kích thước $a = 500\text{mm}$; $b = 1,5a$ và $c = 0,5a$.

Hệ số ma sát $f = 0,15$ và hệ số an toàn $K = 1,5$.

2.2. Nếu dùng mối ghép bulông tinh thì tải trọng tác dụng lên mối ghép tăng hay giảm? Vì sao?

ĐỀ THI DỰ TRỮ NĂM 2004

Đề số 1 (Đại học Bách khoa Đà Nẵng)

Câu 1. Khi thiết kế trực trong hộp giảm tốc, cần chú ý những điểm gì để nhận được kết cấu trực tốt nhất? Lập sơ đồ khôi để viết chương trình tính toán thiết kế và vẽ bản vẽ chế tạo trực?

Câu 2. Nếu những biện pháp để thể nâng cao khả năng tải của bộ truyền bánh răng thân khai? Lập sơ đồ khối để viết chương trình tính toán thiết kế và vẽ bản vẽ chế tạo các bánh răng trong bộ truyền?

Câu 3

- a) Ý nghĩa của hệ số tuổi thọ K_N trong tính toán chi tiết máy. Lấy ba ví dụ minh họa.
- b) Ý nghĩa của hệ số an toàn và cách xác định hệ số an toàn khi tính toán thiết kế chi tiết máy. Lấy ba ví dụ minh họa.
- c) Cần chú ý những gì khi lựa chọn các thông số ăn khớp ($m; z_1; z_2$; góc nghiêng β và hệ số dịch chính $x_1; x_2$) khi tính toán thiết kế bánh răng.

Đề số 2 (Đại học Bách khoa Hà Nội)

Câu 1

1.1. a) Các loại tải trọng tác dụng vào chi tiết máy. Trong tính toán cần phân biệt những loại tải trọng gì? Cho thí dụ.

b) Tính ứng suất cho phép ứng với các trường hợp: chi tiết máy chịu ứng suất không đổi, ứng suất thay đổi ổn định và không ổn định. Ý nghĩa của hệ số tuổi thọ K_L .

1.2. a) Viết công thức tính hệ số tuổi thọ K_{HL} và K_{FL} khi xác định ứng suất cho phép trong truyền động bánh răng. Các giá trị giới hạn của K_{HL} và K_{FL} .

b) Viết công thức tính hệ số tuổi thọ K_{HL} và K_{FL} khi xác định ứng suất cho phép trong truyền động trực vít - bánh vít. Các giá trị giới hạn của K_{HL} và K_{FL} .

Câu 2

2.1. a) Nêu tóm tắt các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc của chi tiết máy

b) Đặc điểm của tính toán thiết kế chi tiết máy. Vì sao phải tiến hành thiết kế chi tiết máy theo hai bước: tính thiết kế và tính kiểm nghiệm?

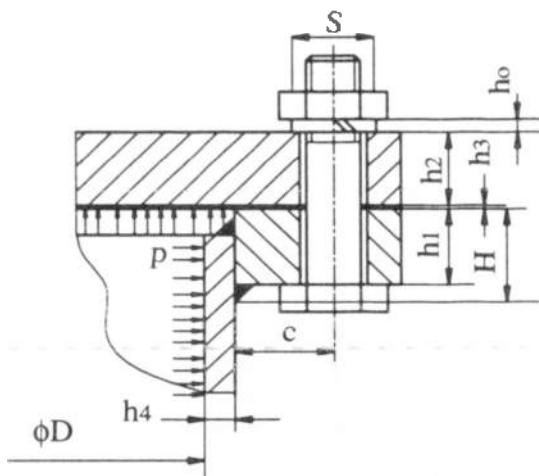
2.2. a) Chỉ tiêu cơ bản và phương pháp tính toán thiết kế trực. Nếu trong bước tính kiểm nghiệm trực, kết quả tính thiết kế không đạt yêu cầu thì cần xử lý như thế nào? Cho thí dụ.

b) Chỉ tiêu cơ bản và phương pháp tính toán thiết kế ô trượt. Nếu không đảm bảo được điều kiện bôi trơn ma sát ướt thì cần xử lý như thế nào?

c) Chỉ tiêu cơ bản và phương pháp chọn ô lăn. Nếu với đường kính trong bằng đường kính ngõng trực mà không đảm bảo được khả năng tải động thì cần xử lý như thế nào?

Câu 3. Mặt bích được hàn vào thành nồi áp suất theo kiểu hàn chông và được ghép với nắp nồi bằng z bulông (hình 5.16) Nắp, bích và thân nồi áp suất được chế tạo từ thép CT3; hàn tay bằng que hàn E42, cạnh hàn $k = 7\text{mm}$.

Biết: nồi áp suất có đường kính trong $\Phi D = 340\text{mm}$, chịu áp suất tĩnh $p = 1,5 \text{ MPa}$; chiều dày bích $h_1 = 14\text{mm}$; chiều dày nắp $h_2 = 16\text{mm}$; chiều dày lớp đệm lót kín $h_3 = 1\text{mm}$; chiều dày thành nồi $h_4 = 8\text{mm}$; khoảng cách từ các tâm bulông đến mặt ngoài của thành nồi $c = 38\text{mm}$.



Hình 5.16

3.1. a) Xác định đường kính cần thiết của các bulông với các điều kiện: hệ số an toàn khi xác định lực xiết $k = 1,5$; không kiểm tra được lực xiết (do đó chọn hệ số an toàn khi xác định ứng suất kéo cho phép $s = 2,5$), bulông bằng thép 45 có $\sigma_{ch} = 350 \text{ MPa}$, hệ số giảm tải trọng χ được chọn sơ bộ bằng $\chi = 0,25$ và số bulông $z = 12$.

b) Tính hệ số tải trọng χ theo kích thước bulông đã được xác định, trên cơ sở đó quyết định lần cuối kích thước mối ghép bulông. Cho biết môđun đàn hồi của thép là $E_t = 2,1 \cdot 10^5$, của đệm bằng đồng $E_d = 1,2 \cdot 10^5$

3.2. a) Kiểm nghiệm độ bền của mối hàn chồng (giới hạn chảy của vật liệu tấm hàn bằng thép CT3 $\sigma_{ch} = 220 \text{ MPa}$, hệ số an toàn $s = 1,4$).

b) Dùng mối hàn giáp thay thế cho mối hàn chồng để hàn mặt bích vào thành nồi hơi. Vẽ kết cấu mối hàn giáp và tính kiểm nghiệm độ bền.

c) Nên dùng mối hàn giáp hay mối hàn chồng. Giải thích.

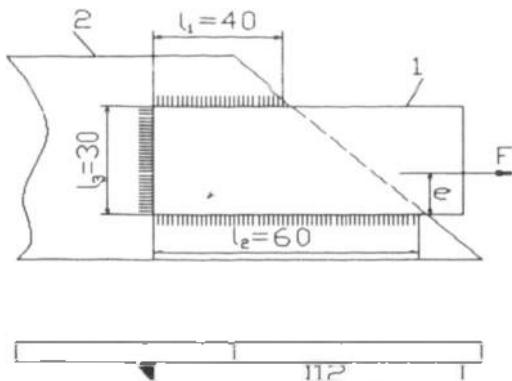
3.3. Nêu phương pháp tính mối ghép bulông và mối ghép hàn nếu tải trọng ngoài tác dụng vào mối ghép là tải trọng thay đổi.

Chú thích: Kích thước các yếu tố của mối ghép bu lông được chọn theo đường kính ngoài của ren như sau:

Đường kính định ren	M12	M16	M20	M24
Kích thước trong d_1 (mm)	10,106	13,385	17,294	20,752
Chiều cao đai ốc H (mm)	10	14	16	19
Kích thước chà vặn S (mm)	19	24	30	36
Chiều dày đệm h_0 (mm)	3	3,5	4,5	5,5

Đề số 4 (Đại học Giao thông vận tải Hà Nội)

- Câu 1. Hãy định nghĩa về các loại tải trọng, trình bày về hệ số tuồi thọ K_N khi xác định ứng suất cho phép của bánh răng, bánh vít?
- Câu 2. Hai tấm ghép 1 và 2 được hàn với nhau bằng các mối hàn có chiều dài $l_1 = 40\text{mm}$, $l_2 = 60\text{mm}$, $l_3 = 30\text{mm}$, hàn bằng tay, que hàn E52 (hình 5.17) Tải trọng không đổi. Vật liệu tấm ghép là CT3, ứng suất cho phép của mối hàn khi chịu kéo $[\sigma_k] = 0,9[\sigma_k]$; $[\sigma_k] = 157\text{MPa}$ (của CT3), cạnh mối hàn là 8mm hoặc 10mm.



Hình 5.17

Xác định các trị số lệch tâm e tương ứng

Đề số 5 (Đại học Bách khoa Hồ Chí Minh)

Câu 1

- 1.1. Chúng ta rằng ứng suất sinh ra trong đai thay đổi theo chu kỳ? Trình bày công thức xác định ứng suất nhỏ nhất và lớn nhất sinh ra trong dây đai? Tại sao phải giới hạn đường kính bánh đai nhỏ và chiều dày đai?
- 1.2. Tại sao hiệu suất bộ truyền đai thang nhò hơn bộ truyền đai dẹt?
- 1.3. Tại sao ma sát và mòn trong ô đùa nhò hơn ô bi? Tại sao số vòng quay cho phép ô bi chặn nhò hơn ô bi đỡ và ô bi đỡ chặn?
- 1.4. Ánh hưởng độ nhớt dầu bôi trơn và số vòng quay đến hệ số ma sát trong ô trượt? Khi nào ta sử dụng ô bôi trơn khí?
- 1.5. Phân biệt bulông, vít và vít cây. Tại sao bước ren của vít cây bắt vào chi tiết ghép có bước ren p lớn hơn bước vít đai ốc?
- 1.6. Ren hệ mét một đầu mối với bước ren $p = 2\text{mm}$, $d_2 = 14,701\text{mm}$, hệ số ma sát bề mặt ren $f = 0,15$. Chứng minh rằng mối ghép bulông có khả năng tự hãm.
- 1.7. Tại sao trong mối ghép bulông sau một thời gian làm việc thì đai ốc bị tháo lòng? Chiều cao đai ốc và chiều sâu bắt vít vào chi tiết ghép có tỷ lệ như thế nào với đường kính d, dựa vào đâu ta chọn tỷ lệ này?

Câu 2

- 2.1. Cặp bánh răng băng gang được thay thế bởi cặp bánh răng băng thép có cùng kích thước, khi đó ứng suất tiếp xúc tính toán thay đổi như thế nào?
- 2.2. Khi nào ta tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng kín, bôi trơn tốt theo độ bền uốn?

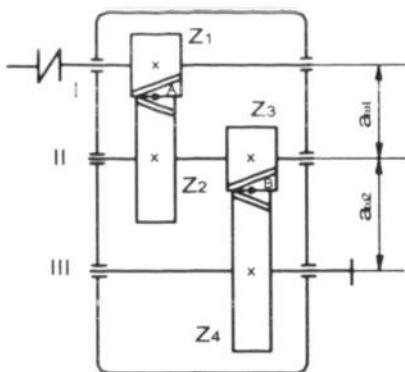
2.3. Bộ truyền có công suất P_1 (kW), số vòng quay n_1 (vg/ph) và tỷ số truyền u ta sử dụng một trong các bộ truyền sau đây:

- a) Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng kín, bôi trơn tốt;
- b) Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng hở;
- c) Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng kín, bôi trơn tốt;
- d) Bộ truyền bánh răng côn răng thẳng kín, bôi trơn tốt;
- e) Bộ truyền xích ống con lăn;
- f) Bộ truyền đai dẹt;
- g) Bộ truyền đai thang.

Sắp xếp theo thứ tự tăng dần kích thước của bộ truyền?

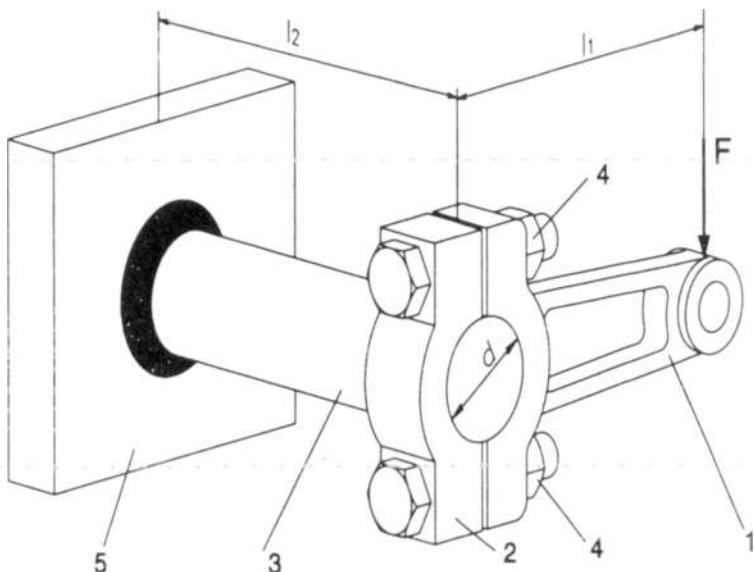
2.4. Khi tính toán thiết kế bánh răng theo độ bền tiếp xúc, đầu tiên ta xác định khoảng cách trực a_ω , sau đó chọn módun $m = (0,01 \dots 0,02)a_\omega$. Theo bạn nên chọn módun m nhỏ hay lớn? Tại sao?

2.5. Cho hộp giảm tốc hai cấp bánh răng trụ răng thẳng dạng khai triển (Hình 5.18) có tỷ số truyền chung $u_{ch} = 24$. Giả sử hệ số chiều rộng vành răng cấp nhanh $\psi_{ba1} = 0,315$, cấp chậm $\psi_{ba2} = 0,5$. Xác định tỷ số truyền của cấp nhanh u_1 và cấp chậm u_2 thỏa mãn điều kiện bôi trơn $d_2 = d_4$ và điều kiện bền đều tiếp xúc trên hai cấp bánh răng?



Hình 5.18

Câu 3. Chi tiết 1 được cố định bằng vòng kẹp 2 trên thanh trụ tròn 3 (đường kính $d = 60\text{mm}$) nhờ vào hai bulông 4 (hình 5.19) Thanh trụ tròn được cố định với thân máy 5 bằng mối hàn góc. Cho biết $l_1 = 400\text{mm}$, $l_2 = 500\text{mm}$.



Hình 5.19

Hệ số ma sát giữa trục và vòng kẹp $f = 0,20$, hệ số an toàn khi xiết chặt với tải trọng tĩnh $K = 1,3$. Vòng kẹp mềm hình dạng bè mặt tiếp xúc có dạng trụ và áp lực phân bố đều trên bề mặt tiếp xúc. Tải trọng không đối tác dụng $F = 2000\text{N}$, bỏ qua khối lượng của chi tiết. Xác định:

- Lực xiết bulông V ?
- Đường kính bulông nếu vật liệu bulông là thép có cấp bền 8.8 (giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 640\text{MPa}$, hệ số an toàn $S = 2$)
- Công thức tính ứng suất sinh ra trong mối hàn?
- Xác định kích thước cạnh hàn? Cho biết giới hạn chảy vật liệu chi tiết ghép $\sigma_{ch} = 240\text{MPa}$, hệ số an toàn $[S] = 1,5$, hệ số $\epsilon = 0,9$.

Đề số 6 (Học viện Kỹ thuật Quân sự)

Câu 1. Trình bày những nguyên tắc chọn vật liệu trong thiết kế Chi tiết máy.

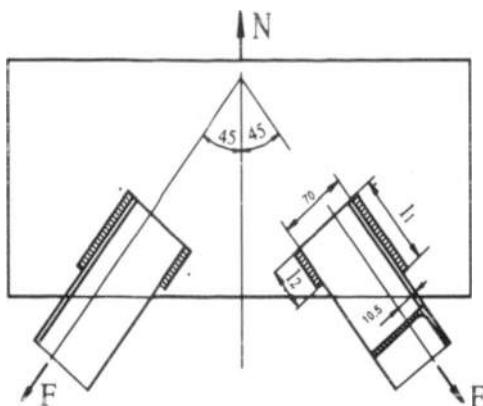
Câu 2. Viết công thức; chỉ rõ điểm đặt, phương chiều các thành phần lực ăn khớp trong các bộ truyền cơ khí sau; biết rằng bánh chủ động quay theo chiều kim đồng hồ, xét trường hợp rằng nghiêng trái (không cần giải thích).

2.1. Phân tích lực ăn khớp trong bộ truyền bánh răng trụ tròn răng thẳng, răng nghiêng.

2.2. Phân tích lực ăn khớp trong bộ truyền trực vít-bánh vít.

Nêu nhận xét về ảnh hưởng của phương răng và chiều quay tới các thành phần lực ăn khớp trong các bộ truyền trên.

Câu 3. Một kết cấu hàn như (hình 5.20) Biết rằng người ta đã hàn bằng tay với que hàn 42A hai thanh thép góc $\Gamma 70 \times 45 \times 5$ vào tấm thép 1; chúng đều được làm từ thép CT3. Chiều cao đường hàn $k = 5\text{mm}$. Diện tích mặt cắt ngang của thép góc là $A = 5,59\text{cm}^2$. Ứng suất kéo cho phép của thép góc và tấm 1 đều bằng $[\sigma]_k = 160\text{MPa}$.



Hình 5.20

3.1. Hãy thiết kế đường hàn để kết cấu chịu được lực lớn nhất ($F_{max} = ?$)

3.2. Nếu lực F có trị số thay đổi từ $F = 0$ tới F_{max} , mối hàn được thiết kế ra như vậy có đảm bảo được độ bền mỏi không? Tại sao? Biết rằng hệ số tập trung ứng suất của mối hàn là $K_t = 1,85$; $[\tau]_c = 0,65 [\sigma]_k$.

3.3. Nếu thay kết cấu ghép hàn bằng kết cấu ghép bulông có được không? Trong trường hợp này nên bố trí các bulông như thế nào là hợp lý nhất về phương diện chịu lực.

a) Xác định đường kính bulông cho hai phương án: Lắp có khe hở và lắp không khe hở?

b) Trong trường hợp này nên sử dụng phương án nào là hợp lý nhất? Vì sao?

Đề số 7 (Học viện Kỹ thuật Quân sự)

Câu 1

1.1. Ké các thông số đặc trưng cho điều kiện làm việc của các bề mặt đối tiếp của các chi tiết máy.

1.2. a) Viết và chứng minh công thức tính thông số đặc trưng cho điều kiện chịu tải của các bề mặt đối tiếp tiếp xúc nhau theo mặt tròn.

b) Công thức trên được dùng để tính toán cho những chi tiết nào (đã được nghiên cứu trong môn học chi tiết máy).

1.3. a) Viết công thức tính thông số đặc trưng cho điều kiện chịu tải các bề mặt đối tiếp là các mặt trụ tròn tiếp xúc đường, nếu các đại lượng trong công thức đó?

b) Công thức trên được dùng để tính toán cho những chi tiết nào (đã được nghiên cứu trong môn học chi tiết máy).

1.4. Khoảng cách trục a_ω của bộ truyền bánh răng trụ được tính theo công thức sau:

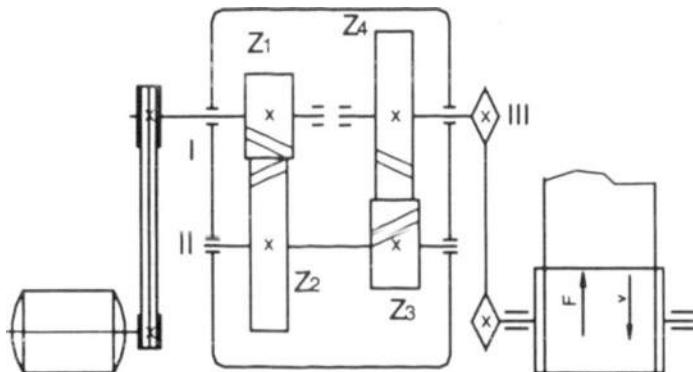
$$a_\omega = K_a (u \pm 1) \sqrt{\frac{T_1 K_H}{\Psi_a u [\sigma_H]^2}}$$

với $K_a = \sqrt[3]{0,5(Z_M Z_H Z_e)^2}$

a) Công thức trên được xây dựng trên cơ sở dạng hòng nào của bộ truyền bánh răng? Chúng ta đây là phép tính theo độ bền mới.

b) Giải thích và nêu ý nghĩa và cách xác định các đại lượng trong công thức trên.

Câu 2. Cho hệ dẫn động cơ khí (hình 5.21) Biết tỷ số truyền của bộ truyền: $u_d = 2,5$; $u_x = 3$; $u_{br1} = u_{br2}$. Hiệu suất lấy: $\eta_d = 0,94$; $\eta_x = 0,96$; $\eta_{br} = 0,98$; $\eta_{ol} = 0,99$ và $\eta_k = 1$. Băng tải có tốc độ quay $n_{bt} = 20 \text{ vg/ph}$. Động cơ có $P_{dc} = 4 \text{ KW}$ và $n_{dc} = 2880 \text{ vg/ph}$.



Hình 5.21

2.1 Xác định tỷ số truyền của các cặp bánh răng trong hộp và mômen truyền trên trục công tác.

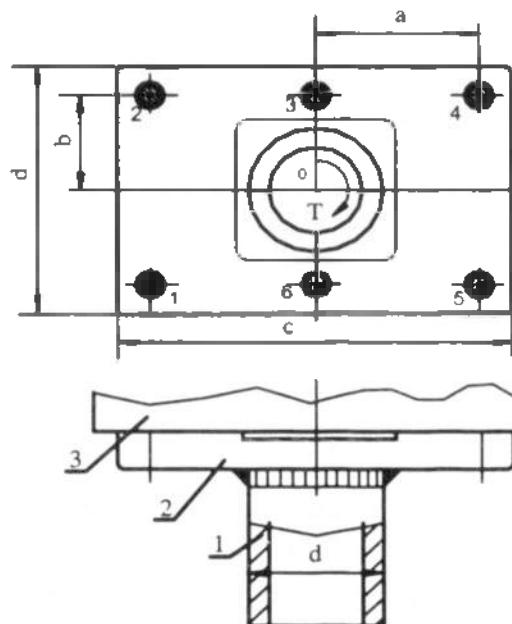
2.2 Hoán vị vị trí của bộ truyền đai và xích cho nhau có được không? Vì sao?

2.3 Khi hệ thống đang làm việc, nếu xảy ra hiện tượng quá tải trên băng tải thì hiện tượng gì đã xảy ra? Vì sao?

2.4 Đặt các lực tác dụng lên hệ đã cho. Nếu nhận xét (nếu có).

Câu 3. Cho kết cấu (hình 5.22) Trong đó thanh tròn 1 được hàn vào tấm 2 còn tấm 2 được bắt vào chi tiết 3 bằng mối ghép sáu bulông được đánh số như hình vẽ. Thanh tròn có đường kính $d = 50\text{mm}$. Vật liệu các chi tiết 1, 2 và 3 đều bằng thép C30 có $\sigma_{ch} = 300\text{MPa}$. Các kích thước thước $a = 75\text{mm}$, $b = 65\text{mm}$; $c = 220\text{mm}$, $d = 180\text{mm}$.

Lấy hệ số an toàn bền của các chi tiết trong kết cấu là $[s] = 2$. Ứng suất cho phép của mối hàn $[\tau] = 0,6[\sigma_k]$. Mômen xoắn tác dụng lên thanh tròn $T = 1000\text{Nm}$ và chịu lực kéo $F = 10\text{KN}$, biết thanh tròn đủ bền.



Hình 5.22

3.1. Xác định chiều cao cạnh hàn k (lấy số nguyên theo đơn vị).

3.2. Tính đường kính bulông trong mối ghép bulông có khe hở. Lấy hệ số ma sát ở bề mặt tiếp xúc $f = 0,15$ và hệ số an toàn trượt là $k = 1,5$. Hệ số ngoại lực tác dụng lên bulông $\chi = 0,25$ và không yêu cầu kiểm tra lực xiết.

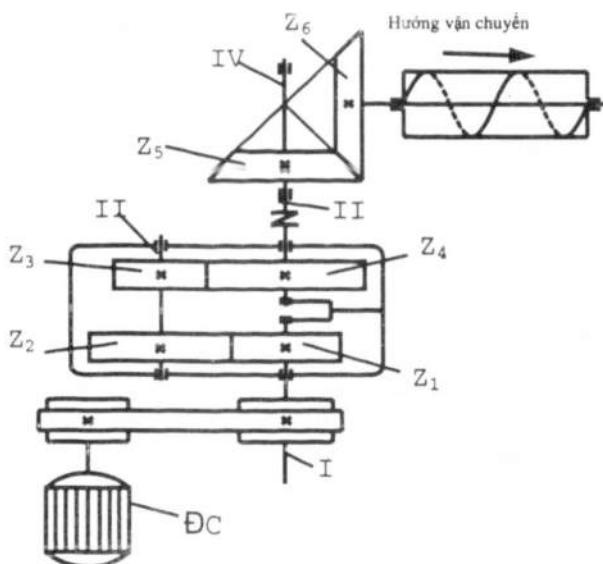
3.3. a) Xác định mômen lớn nhất cho phép $[T]$ mà mối ghép chịu được.

b) Xác định hệ số giảm ứng suất cho phép của mối hàn khi T thay đổi theo chu trình mạch động từ $T_{\min} = 0$ đến $T_{\max} = [T]$, lực $F = \text{const}$ và lấy $K_t = 3,5$.

c) Trong trường hợp T thay đổi theo chu trình mạch động với $T_{\min} = 0$ đến $T_{\max} = 1000\text{Nm}$ có cần tính lại đường kính bulông không? Vì sao? Và khi tính toán có cần tính theo sức bền mối không?

Đề số 8 (Đại học Kỹ thuật Thái Nguyên)

Câu 1. Cho hệ thống dẫn động vít tài (hình 5.23).



Hình 5.23

1.1. Biết hướng vận chuyển của vít tải, hãy xác định chiều quay của các trục, phân tích lực và chọn chiều nghiêng hợp lý cho các bộ truyền bánh răng trong hệ.

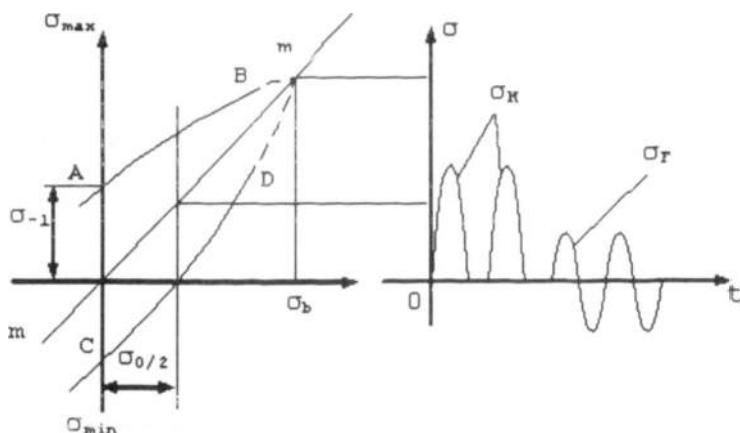
1.2. Nêu cơ sở chọn hệ số chiều rộng vành răng khi thiết kế bánh răng. Từ đó hãy rút ra nhận xét về cách chọn hệ số chiều rộng vành răng để thiết kế các bộ truyền bánh răng trong hệ.

1.3. Cho biết cặp bánh răng côn được làm bằng vật liệu thép nhóm II, bộ truyền không dịch chỉnh, bánh răng có thể làm việc lâu dài.

Xác định xem khi tính về uốn thì tính theo răng bánh nhỏ hay bánh lớn? Trường hợp này có cần chọn vật liệu bánh nhỏ tốt hơn bánh lớn do tần số chịu tải của răng bánh nhỏ nhiều hơn không? Vì sao?

1.4. Giả sử chu trình thay đổi ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn trên răng bánh răng được biểu diễn như hình 5.24.

Dựa vào đồ thị ứng suất giới hạn của vật liệu chế tạo bánh răng vẽ theo cùng tỷ lệ, bỏ qua các nhân tố ảnh hưởng khác, hãy xác định xem bánh răng đó có bị hỏng vì mỏi tiếp xúc hoặc mỏi uốn không? Giải thích tại sao?



Hình 5.24

Câu 2

2.1. Trình bày về các lực tác dụng trong truyền động đai? Ứng dụng để xác định lực căng trên hai nhánh đai F_1 và F_2 của bộ truyền đai dẹt có các thông số:

Đai vải cao su tiết diện $b \times \delta = 80 \times 3,75$; công suất làm việc $P_1=7\text{kW}$, $n_1=960\text{v/p}$; $d_1 = 250\text{mm}$, $d_2 = 1000\text{mm}$, $a = 2500\text{mm}$.

Hãy tính theo hai phương pháp:

- Theo công thức Ole với hệ số ma sát $f = 0,3$
- Theo ứng suất ban đầu $\sigma_0 = 1,8\text{MPa}$

2.2. Biết bộ truyền đai được bố trí ở đầu vào hộp giảm tốc như hình vẽ. Giả sử cần tăng tốc độ vận chuyển của vít tải lên gấp đôi, công suất làm việc vẫn như cũ, muốn sử dụng lại hộp giảm tốc và cặp bánh răng côn có được không? Có thể có các biện pháp xử lý như thế nào để thỏa mãn yêu cầu trên?

2.3. Trục thường được thiết kế thỏa mãn những chỉ tiêu nào về khả năng làm việc? Khi thiết kế trục theo độ bền mỏi, tiết diện nguy hiểm trong các bước tính gần đúng và tính chính xác trực được xác định thế nào? Có trùng nhau không? Hãy giải thích?

Câu 3

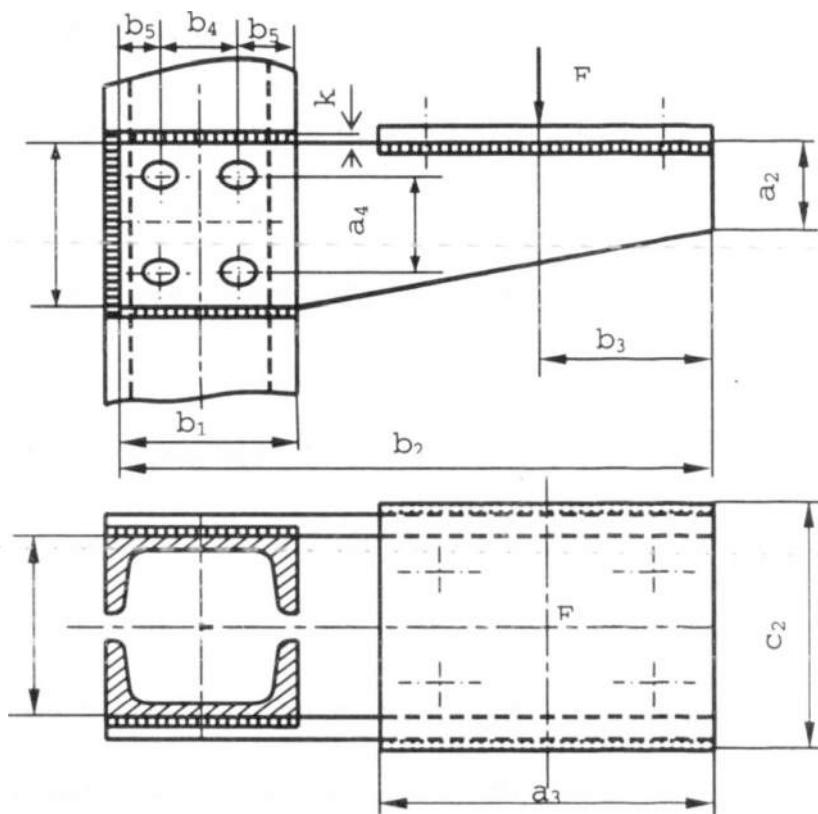
3.1. Cho kết cấu mối hàn (hình 5.25) để ghép hai tấm phẳng bằng thép CT₃ của một giá chịu lực vào hai thanh thép chữ U số hiệu N₀16. Hàn bằng tay, que hàn E42. Xác định tải trọng cho phép mà mối hàn có thể chịu được, các kích thước cho trên hình vẽ. Biết:

$$a_1 = 250\text{mm}, a_2 = 125\text{mm}; a_3 = 300\text{mm}, a_4 = 200\text{mm};$$

$$b_1 = 150\text{mm}, b_2 = 550\text{mm}; b_3 = 150\text{mm}, b_4 = 100\text{mm};$$

$$c_1 = 150\text{mm}, c_2 = 200\text{mm}$$

Chiều rộng cạnh hàn $k = 6\text{mm}$. Ứng suất cắt cho phép của mối hàn $[\tau] = 90\text{MPa}$. Hệ số tập trung ứng suất trên chiều dài mối hàn là 3.



Hình 5.25

3.2. Nếu thay mối hàn bằng mối ghép ren sử dụng mối bén bốn bulông lắp có khe hở. Bulông được xiết chặt, không kiểm tra lực xiết. Đường kính bulông phải bằng bao nhiêu để khả năng tải của mối ghép không thay đổi. Biết ứng suất kéo cho phép của vật liệu chế tạo bulông $[\sigma_k] = 160\text{MPa}$, hệ số ma sát của vật liệu tấm ghép $f = 0.2$; hệ số an toàn trượt $s = 1.5$. Các kích thước còn lại như trên hình vẽ.

3.3. Giả sử tải trọng ngoài thay đổi theo chu kỳ từ 0 đến F thì tải trọng cho phép của mối hàn và đường kính các bulông có thay đổi không? Giải thích vì sao?

ĐỀ DỰ TRỮ NĂM 2005

Đề số 1 (Đại học Bách khoa TP. Hồ Chí Minh)

Câu 1

- 1.1. Trình bày ảnh hưởng ma sát trong thiết kế chi tiết máy? Ma sát trong trường hợp nào là có hại và có lợi?
- 1.2. Các biện pháp nâng cao hệ số ma sát trong các chi tiết khi ma sát là có lợi? Cho ví dụ và giải thích.
- 1.3. Các biện pháp giảm hệ số ma sát trong các chi tiết khi ma sát là có hại? Cho ví dụ và giải thích.
- 1.4. Các biện pháp nâng cao tuổi thọ dây đai? Giải thích tại sao tuổi thọ đai thang nhò hơn đai dẹt?
- 1.5. Tại sao ma sát và mòn trong ổ đũa nhỏ hơn ổ bi? Tại sao số vòng quay cho phép ổ bi chặn nhỏ hơn ổ bi đỡ và ổ bi đỡ chặn?
- 1.6. Tại sao trong mối ghép bulông sau một thời gian làm việc thì đai ốc bị tháo lỏng? Nếu các biện pháp nâng cao độ bền mối mối ghép ren.

Câu 2

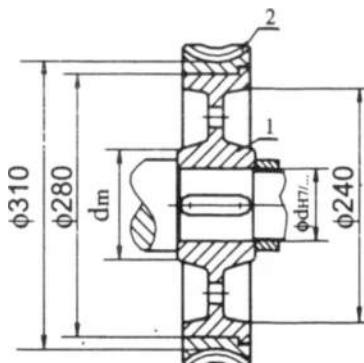
- 2.1. Trình bày ảnh hưởng góc ăn khớp α_w và hệ số trung khớp ϵ_a đến độ bền tiếp xúc răng? Ảnh hưởng dịch chỉnh răng đến độ bền tiếp xúc và độ bền uốn.
- 2.2. Khi tính toán thiết kế theo độ bền tiếp xúc, đầu tiên ta xác định khoảng cách trực a_w , sau đó chọn môđun $m = (0,01\dots 0,02)a_w$. Theo bạn nên chọn môđun m nhỏ hay lớn? Tại sao?
- 2.3. Trong khi tìm môđun theo ứng suất uốn cho phép người ta xem xét hai phương án:

- Phương án 1 có số răng $z_1 = 30$ và $z_2 = 90$;
- Phương án 2 có số răng $z_1 = 18$ và $z_2 = 54$.

Chiều rộng vành răng b của hai phương án giống nhau. Cặp bánh răng trong phương án nào có khối lượng nhỏ hơn và nhỏ hơn bao nhiêu lần, xem các bánh răng như là các đĩa đặc.

2.4. Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có môđun pháp $m_n = 4\text{mm}$, góc nghiêng răng $\beta = 16^\circ$, hệ số trùng khớp ngang $\varepsilon_a = 1,6$. xác định chiều rộng vành răng nhỏ nhất bằng bao nhiêu để ít nhất trong vùng ăn khớp có hai đôi răng ăn khớp.

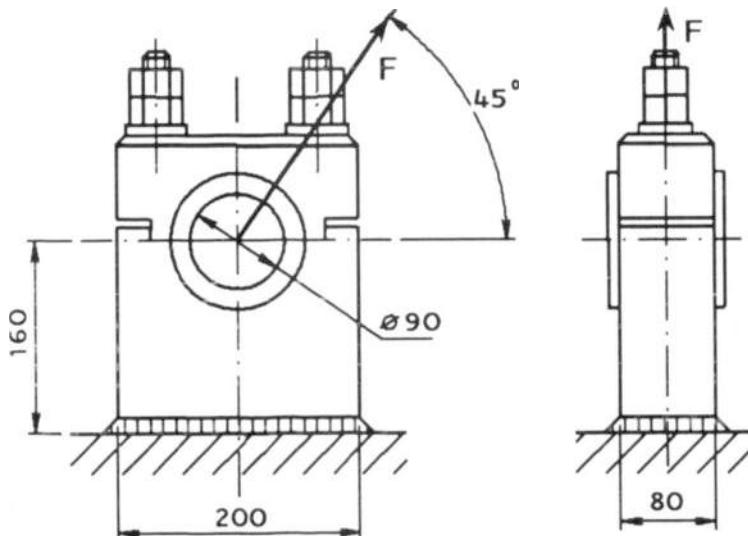
Câu 3. Chọn mối ghép (xác định độ dôi thực tế δ_t) khi ghép bánh vít với trục và vành bánh vít với thân bánh vít (hình 5.26) Mối ghép chịu tác dụng mômen xoắn $T = 800000\text{Nm/mm}$ và lực dọc trực $F = 8000\text{N}$. Đường kính lắp bánh vít trên trục $d = 50\text{mm}$, đường kính ngoài của mayơ $d_2 = 120\text{mm}$, chiều dài mayơ $l = 80\text{mm}$, bề rộng vành bánh vít $b = 60\text{mm}$. Thân bánh vít bằng thép đúc 45L có $\sigma_{ch} = 280\text{MPa}$, trục chốt tạo từ thép C45 có $\sigma_{ch} = 340\text{MPa}$. Độ nhám bề mặt thân trục $R_{z1} = 3,2\mu\text{m}$, lỗ bánh vít $R_{z2} = 6,3\mu\text{m}$, hệ số $k = 1,5$.



Hình 5.26

Câu 4. Tài trọng F , thay đổi trong khoảng từ 0 đến 80000N, tác động từ trực lên ố (hình 5.27). Thân ố được hàn với thân máy theo vòng chữ nhật với mối hàn góc được hàn bằng tay với các que hàn E42.

Tính chiều cao mối hàn, biết rằng ứng suất kéo cho phép của chi tiết ghép $[\sigma_k] = 120\text{MPa}$.



Hình 5.27

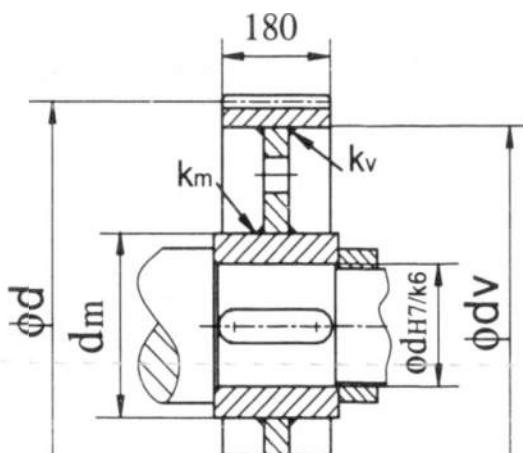
Đề số 2 (Đại học Bách khoa Hà Nội)

Câu 1

1.1. Ké tên các loại vật liệu chế tạo bánh răng. Trong tính toán bánh răng về độ bền tiếp xúc, ảnh hưởng của vật liệu bánh răng được kể đến như thế nào?

1.2. Sự phụ thuộc của kết cấu bánh răng bằng thép vào kích thước bánh răng.

1.3. Một bánh răng có đường kính chia $d = 600\text{mm}$ được chế tạo bằng cách hàn vành và mayor vào một đĩa tròn (hình 5.28)



Hình 5.28

Biết: lực pháp tuyến khi ăn khớp $F_n = 150\text{kN}$, $d_v = 555\text{mm}$, $d_m = 320\text{mm}$. Hệ số tập trung ứng suất trên chiều dài mối hàn là 3 (chỉ có 1/3 chu vi hàn chịu lực). Tải trọng tĩnh, hàn tay, dùng que hàn E42, ứng suất kéo cho phép của thép $\sigma_k = 157\text{MPa}$.

Xác định các cạnh k_v và k_m của mối hàn vành và mối hàn mayor vào đĩa tròn. Nhận xét về kết quả tính toán của hai trường hợp.

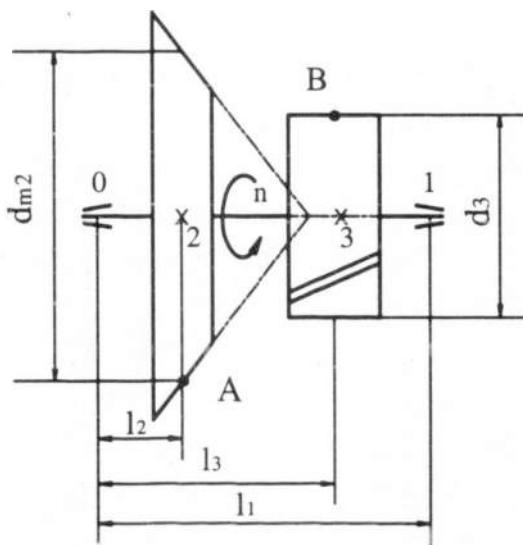
Câu 2

2.1. Trình bày tóm tắt các dạng hòng và nêu đặc điểm tính toán truyền động trực vít.

2.2. Viết công thức tính hệ số đường kính q . Vì sao ngoài môđun m , trong bộ truyền trực vít còn sử dụng q ?

2.3. Cần chế tạo thay thế bộ truyền trực vít có khoảng cách trục $a_0 = 160\text{mm}$, tỷ số truyền $u = 19$ để chịu mômen xoắn trên trục bánh vít $T_2 = 670\text{Nm}$, số vòng quay $n_2 = 48\text{vg/ph}$ và vật liệu bánh vít là đồng thanh nhôm sắt nikén. Xác định các thông số ăn khớp của bộ truyền và các đường kính của trục vít, bánh vít (không yêu cầu tính kiểm nghiệm).

Câu 3. Trục quay một chiều (hình 5.29) (cùng chiều kim đồng hồ khi nhún trục từ mút phải), nhận chuyển động từ bộ truyền bánh răng côn răng thẳng và qua bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng truyền chuyển động tới trục tiếp theo. Trục chịu momen xoắn T , được đặt trên hai ô đùa côn bố trí theo sơ đồ chữ O. Ký hiệu d_{m2} là đường kính trung bình của bánh côn 2, d_3 là đường kính vòng lăn bánh răng trụ 3.



Hình 5.29

3.1. Xác định trị số và chiều của lực ăn khớp từ các bộ truyền bánh răng tác dụng lên trục tại các điểm A và B.

3.2. Xác định lực hướng tâm, lực dọc trục và tải trọng quy ước Q của hai ô 0 và 1.

3.3. Khi cho trục quay theo chiều ngược lại, các lực tác dụng lên trục và ô thay đổi như thế nào?

3.4. Trường hợp trục quay hai chiều, tính toán trục về độ bền có gì thay đổi so với trường hợp trục quay một chiều?

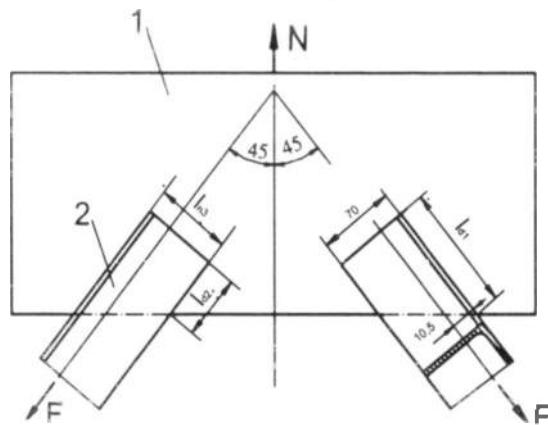
Đề số 3 (Học viện Kỹ thuật Quân sự)

Câu 1

- 1.1. Trình bày những nguyên tắc chọn vật liệu khi tính toán thiết kế chi tiết máy?
- 1.2. Hãy nêu rõ những nguyên tắc đó được áp dụng trong khi thiết kế bánh vít như thế nào?
- 1.3. Trình bày việc tính ứng suất cho phép khi thiết kế bộ truyền bánh răng? Kiểm nghiệm bền theo ứng suất cho phép và theo hệ số an toàn mỗi giống nhau và khác nhau thế nào? Tại sao ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn trong bánh răng thay đổi theo thời gian mà việc kiểm bền răng lại được tiến hành theo phương pháp so sánh với ứng suất cho phép?

Câu 2

- 2.1. Một kết cấu hàn như hình 5.30. Hai thanh thép góc 2 có kích thước $\Gamma 70 \times 45 \times 5$ được hàn với tấm thép 1 bằng que hàn 42A; vật liệu các chi tiết đều bằng thép CT3. Chiều cao đường hàn $k = 5\text{mm}$. Diện tích mặt cắt ngang của thép góc là $A = 5,59\text{cm}^2$. Ứng suất kéo cho phép của thép góc và tấm 1 đều bằng $[\sigma_k] = 160\text{MPa}$



Hình 5.30

a) Hãy thiết kế đường hàn (hàn dọc hay hàn hỗn hợp) để kết cấu có thể chịu được lực lớn nhất ($F_{max} = ?$)

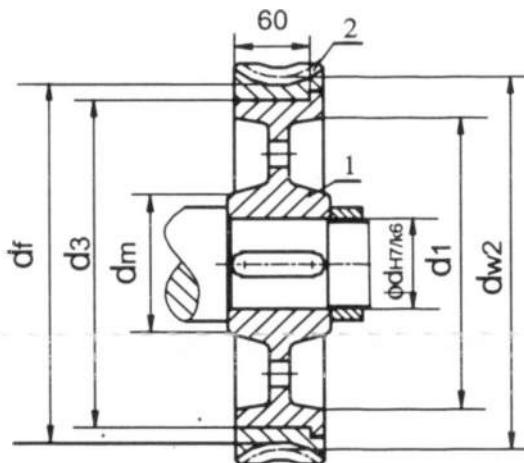
b) Nếu lực F có trị số thay đổi từ $F = 0$ tới F_{max} , mỗi hàn được thiết kế ra như vậy có đảm bảo được độ bền mỏi không? Tại sao? Biết rằng hệ số tập trung ứng suất của mỗi hàn là $K_t = 1,85$; $[\tau] = 0,65[\sigma]_k$.

2.2. Nếu giữ nguyên chiều dài cạnh hàn l_{h3} (trong mỗi hàn ngang), chiều dài mỗi hàn dọc $l_{d1} = 160\text{mm}$ và $l_{d2} = 40\text{mm}$; hỏi rằng thợ hàn cần phải hàn với chiều cao tối thiểu bằng bao nhiêu?

2.3. Nếu giữ nguyên đường hàn l_{h3} với chiều cao $k = 5\text{mm}$, bỏ đường hàn l_{d1} và đường hàn l_{d2} , hãy thiết kế đường hàn ở mép dưới giữa tấm thép 1 và thép góc 2?

Câu 3. Một bánh vít được lắp ghép với trục bằng độ dôi quay với vận tốc $n = 250\text{vòng/phút}$, để truyền lực theo nhiều chế độ làm việc khác nhau, (hình 5.31). Biết: đường kính trục chỗ lắp với thân bánh vít: $d = 70\text{mm}$; chiều dài tiếp xúc của trục và mayor $l = 80\text{mm}$; $r = 2,5\text{mm}$, $d_m = 80\text{mm}$, đường kính vành $d_1 = 110\text{mm}$, $d_3 = 120\text{mm}$, $d_f = 130\text{mm}$, $d_{w2} = 140\text{mm}$. Mỗi ghép làm việc ở ba chế độ:

- Chế độ thứ nhất chỉ truyền mô men xoắn $T = 1200\text{Nm}$;
- Chế độ thứ hai chỉ truyền lực dọc trục $F_a = 55\text{KN}$;
- Chế độ thứ ba vừa truyền mômen xoắn $T = 500\text{Nm}$, vừa truyền lực dọc trục $F_a = 35,6\text{KN}$. Biết trục và thân bánh vít đều bằng thép ($E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5 \text{MPa}$; $\mu_1 = \mu_2 = 0,30$), giới hạn chảy của chúng bằng $\sigma_{ch1} = 640\text{MPa}$; $\sigma_{ch2} = 600\text{MPa}$; hệ số ma sát ở bề mặt tiếp xúc $f = 0,08$. Hệ số an toàn chống trượt $K = 1,5$.



Hình 5.31

3.1. Hãy xác định áp suất cần thiết p trên bề mặt lắp ghép để mối ghép giữa trục và thân có thể thực hiện truyền tải ở các chế độ đó theo phương pháp thông thường và phương pháp xác suất ($p = 0,98$; $C = 0,32$)? Biết rằng độ nhám $R_{z1} = R_{z2} = 8\mu\text{m}$.

3.2. Hãy tính độ dôi tối thiểu để mối ghép giữa vòng và thân để bánh vít truyền được mômen xoắn $T = 1200\text{Nm}$, biết $K = 1,5$ và hệ số ma sát $f = 0,08$, $b = 100\text{mm}$.

3.3. Nếu người ta lắp bánh vít vào trục theo mối ghép $\Phi 70 \frac{P7}{u7}$ ($\Phi 70 \frac{-32}{+142} \frac{-51}{+102}$) hỏi rằng mối ghép này có thể làm việc theo ba chế độ trên hay không? Hãy tính lực ép cơ học cần thiết để có thể lắp thân bánh vít vào trục vào trục?

3.4. Nếu dùng phôi hợp lắp thêm một then băng có kích thước $20 \times 2 \times 70$, ($t_1 = 7,5\text{mm}$; $t_2 = 4,5\text{mm}$), biết rằng vật liệu làm then có $[\sigma_d] = 0,56[\sigma_k]$; $[\tau_c] = 0,35[\sigma_k]$; $[\sigma_k] = 160\text{N/mm}^2$ việc tính toán mối ghép băng dôi này sẽ được thực hiện như thế nào?

3.5. Giả sử rằng, biết tất cả các thông số kích thước của bộ truyền và các đặc trưng cơ học của vật liệu làm vành bánh vít.

a) Hãy viết và giải thích công thức nghiệm bền ứng suất tiếp xúc cho răng trên vành bánh vít.

b) Hãy viết và giải thích công thức nghiệm bền ứng suất uốn cho răng trên vành bánh vít.

3.6. Tính chu kỳ ứng suất ($t_{ck} = ?$). Biểu diễn chu kỳ ứng suất tiếp xúc trong các trường hợp:

a) Trục bánh vít quay một chiều.

b) Trục bánh vít quay hai chiều.

c) Nếu nhận xét về khả năng kháng mỏi của răng bánh vít trong hai trường hợp quay trên.

3.7. Hãy so sánh áp suất trong hai mối ghép bằng độ dôi của bánh vít với trục và của vành bánh vít với thân bánh vít. Nếu nhận xét.

3.8. Hãy viết công thức xác định hệ số an toàn mỏi của trục 1, giải thích các hạng từ trong công thức đó.

Đề số 4 (Học viện Kỹ thuật Quân sự)

Câu 1

1.1. Nếu các dạng ma sát trượt theo điều kiện bôi trơn. Cho biết trong thực tế kỹ thuật dạng ma sát nào là thường gặp nhất.

1.2. Có những cách nào để thực hiện chế độ ma sát ướt? Trình bày nguyên lý bôi trơn thụ động, từ đó cho biết những điều kiện để thực hiện ma sát ướt theo nguyên lý bôi trơn ma sát thủy động.

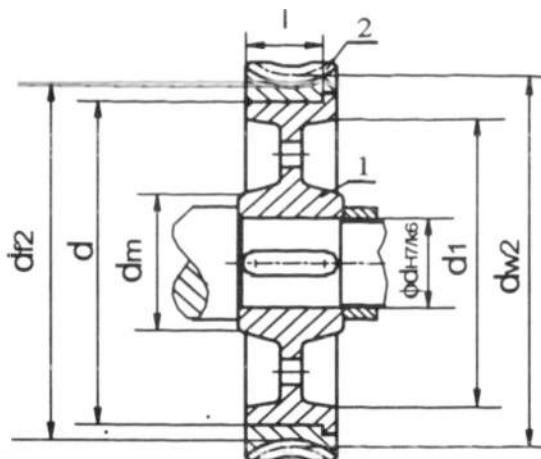
1.3. Khi trục quay với tốc độ rất lớn (hàng chục ngàn vòng/phút) sử dụng ổ trượt tốt hơn hay ổ lăn tốt hơn? Vì sao?

Câu 2

2.1. Vẽ và nhận xét đường cong trượt và đường cong hiệu suất của bộ truyền đai. Ý nghĩa của việc xây dựng đồ thị đường cong trượt và đường cong hiệu suất.

2.2. Tại sao dây đai có thể bị phá hỏng do mòn? Xây dựng công thức tính tuổi thọ của bộ truyền đai thang. Nếu các yếu tố ảnh hưởng đến tuổi thọ của bộ truyền đai.

Câu 3. Trong bộ truyền trực vít - bánh vít với bánh vít có kết cấu như hình 5.32, chịu tải trọng $T = 5 \cdot 10^4 \text{ Nmm}$ và lực dọc $F_a = 1100\text{N}$. Vành răng bánh vít làm bằng đồng thanh thiếc CuSn10P 0,1 có giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 100\text{MPa}$; $E = 105\text{MPa}$ và hệ số poát xông $\mu = 0,33$. Vành răng cố định vào thân bằng mối ghép độ dôi. Các kích thước cơ bản của bánh vít: đường kính vòng chân bánh vít $d_2 = 330\text{mm}$; đường kính bề mặt ghép $d = 290\text{mm}$; đường kính trong của vòng răng $d_1 = 250\text{mm}$; đường kính may $\sigma d_m = 90\text{mm}$; chiều dài bề mặt ghép $l = 70\text{mm}$ và chiều dày đĩa $s = 30\text{mm}$.



Hình 5.32

3.1. Xác định kiều lắp cho mối ghép độ dôi giữa vành răng với thân bánh vít theo phương pháp thông thường. Biết các bề mặt ghép được gia công đạt $R_{z1} = 3,2\mu\text{m}$ và $R_{z2} = 6,3\mu\text{m}$; $f = 0,05$; hệ số an toàn $k = 1,7$ và lắp bằng phương pháp lắp ép.

3.2. Có nhận xét gì nếu kiều lắp mối ghép độ dôi được xác định theo phương pháp xác xuất với xác xuất không hỏng cho trước $p = 0,9$.

ĐỀ DỰ TRỮ NĂM 2006

Đề số 1 (Đại học Bách khoa Hà Nội)

Câu 1. Các loại tiết diện đai. So sánh đai thang với đai răng về cấu tạo, phạm vi sử dụng.

1.1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán truyền động đai

1.2. Cho công thức sau: $P_t = P_1 \cdot K_d / [P_0] C_w C_u C_l C_z$

a) Nêu ý nghĩa và cách xác định các đại lượng trong công thức và sử dụng công thức trên.

b) Vì sao cần tính toán sao cho số dây đai tính z_1 và số dây đai thực z chênh lệch nhau ít nhất. Nêu các giải pháp nhằm đạt được yêu cầu đó.

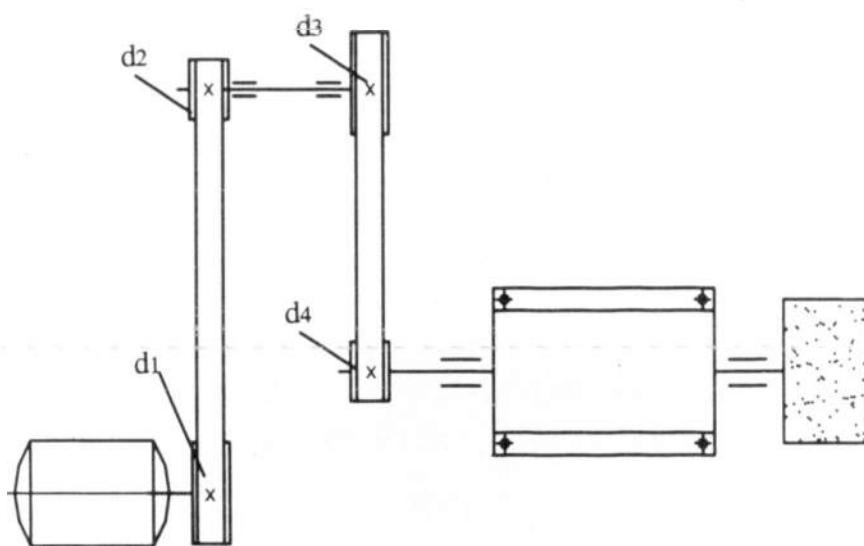
1.3. Hình 5.33 là sơ đồ động của máy mài trong, trong đó:

- Động cơ có $P = 2\text{KW}$, $n = 2840\text{v/p}$.
- Đường kính các bánh đai: $d_1 = 118\text{mm}$; $d_2 = 57\text{mm}$; $d_3 = 215\text{mm}$; và $d_4 = 41\text{mm}$.

a) Xác định tốc độ quay của đá mài.

b) Nên sử dụng loại đai nào trong sơ đồ dẫn động trên.

c) Nêu chỉ tiêu tính toán của từng bộ truyền đai.

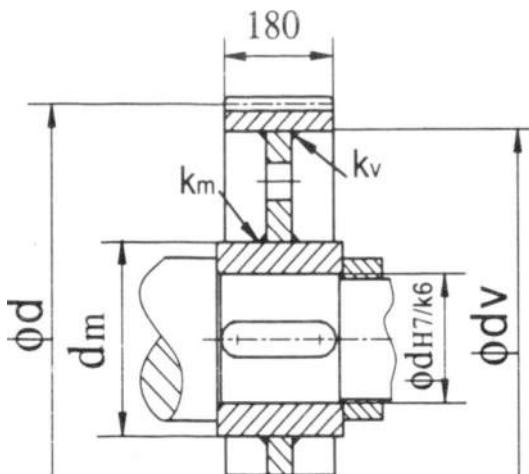


Hình 5.33

Câu 2

- 2.1. Gọi tên các thông số cơ bản trong truyền động cơ khí.
- 2.2. Vai trò của số vòng quay n trong tính toán thiết kế chi tiết máy.
- 2.3. Sự thay đổi của chiều quay (cùng chiều hay ngược chiều kim đồng hồ) và số chiều quay (một chiều hay hai chiều) ảnh hưởng như thế nào đến kết quả tính toán thiết kế chi tiết máy? Lấy hai ví dụ để minh họa.

Câu 3. Một bánh răng có đường kính vòng chia $d_w = 800\text{mm}$, được chế tạo bằng cách hàn vành và may gai vào đĩa tròn (hình 5.34). Cho biết: Lực pháp truyền khi ăn khớp $F_n = 8000\text{N}$; $d_v = 755\text{mm}$; $d_m = 350\text{mm}$; $d = 220\text{mm}$ và $l_m = 380\text{mm}$. Hệ số tập trung tải trọng trên chiều dài mỗi hàn là 3 (chỉ có 1/3 chu vi hàn chịu lực). Tải trọng tĩnh, hàn tay, sử dụng que hàn E42, ứng suất kéo cho phép của thép $[\sigma_k] = 157\text{MPa}$.



Hình 5.34

3.1. Xác định các cạnh hàn k_v và k_m của mối hàn vành và mối hàn mayo vào đĩa tròn.

Nếu nhận xét về kết quả tính cho hai trường hợp.

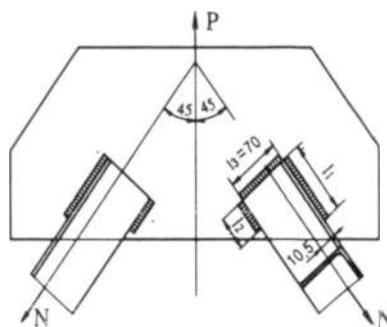
3.2. Xác định độ dồn để lắp bánh răng lên trực, biết nhám bề mặt trực và bề mặt lỗ tương ứng là $R_{z1} = 3,2\mu\text{m}$ và $R_{z2} = 6,3\mu\text{m}$; hệ số ma sát $f = 0,05$ và hệ số an toàn chống trượt $k = 1,7$.

Đề số 2 (Đại học Xây dựng)

Câu 1. Thế nào là hệ truyền dẫn cơ khí? Mục đích sử dụng của hệ? Cách phân loại truyền động cơ khí. Các thông số đặc trưng của hệ.

Câu 2. Cho kết cấu một bàn mastic như hình 5.35, trên đó hàn hai thanh thép góc $70 \times 45 \times 5$, vật liệu thép góc là thép CT3 có $[\sigma_k] = 160\text{MPa}$. Hàn bằng tay, loại que hàn E42.

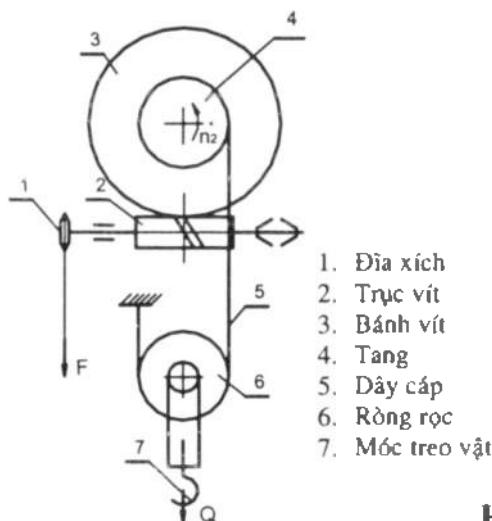
Hãy xác định chiều dài các đường hàn l_1 và l_2 để mối hàn đảm bảo sức bền đều (đọc thanh). Biết diện tích tiết diện thanh thép góc $A = 5,59\text{cm}^2$.



Hình 5.35

Câu 3. Cho Palăng kéo tay như hình 5.36, biết:

- Sức nâng tải $Q = 19600\text{N}$, làm việc với chế độ tải trọng ổn định nên lấy hệ số tải trọng $K = 1$.
- Đường kính và vận tốc tang dần: $D_0 = 300\text{mm}$; $v = 0.6\text{m/s}$.
- Lực kéo $F = 150\text{N}$
- Trục vít bằng thép và có các thông số: $z_1 = 1$; hệ số đường kính $q = 10$.
- Bánh vít bằng gang xám có $\sigma_b = 600\text{MPa}$ và $\sigma_{ch} = 320\text{MPa}$; hệ số ma sát trên bề mặt ren trục vít-rãnh bánh vít $f = 0,14$.



Hình 5.36

- 3.1. Nêu nguyên lý làm việc của cơ hệ
- 3.2. Kiểm tra xem bộ truyền trực vít có tính tự hãm không?
- 3.3. Xác định tỷ số truyền của bộ truyền trực vít
- 3.4. Xác định các thông số hình học chính của bộ truyền
- 3.5. Xác định vận tốc trượt trong truyền động trực vít.
- 3.6. Phân tích lực ăn khớp trong truyền động trực vít khi tải trọng nâng Q đi xuống.
- 3.7. Xác định đường kính ren móc treo tải trọng vật nâng (móc treo bằng thép 35 có $\sigma_{ch} = 300 \text{ MPa}$, hệ số an toàn [s] = 2,5).

Cho biết môđun dọc trực vít được tính theo công thức sau:

$$m = \sqrt{\frac{1,54 Y_F K T_3 \cos \gamma}{q Z_3 [\sigma_F]}}$$

Trong đó: $[\sigma_F] = 0,12 \sigma_{ch}$

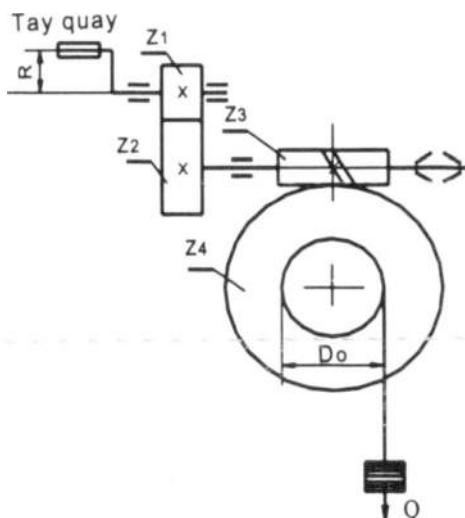
Y_F tra theo Z_v như sau:

$Zv = 60$ thì $Y_F = 1,40$

$Zv = 80$ thì $Y_F = 1,34$

$Zv = 100$ thì $Y_F = 1,30$

Câu 4. Cho cơ cấu như hình 5.37, biết $z_1 = 20$; $z_2 = 40$; $z_4 = 50$. Tải trọng nâng $Q = 2000 \text{ N}$; Đường kính tang $D_0 = 200 \text{ mm}$; bán kính tay quay $R = 200 \text{ mm}$. Hiệu suất $\eta_{br} \equiv \eta_{lbr} \equiv 1$.

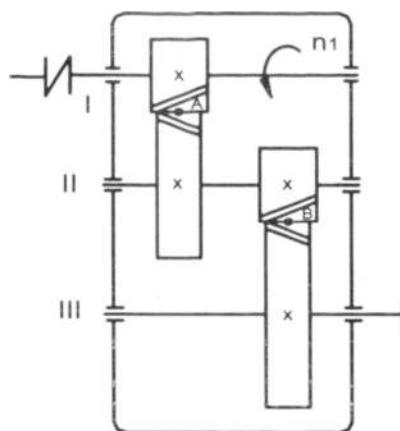
**Hình 5.37**

- 4.1.** Tính toán đề bộ truyền trực vít có khả năng tự hãm biết hệ số ma sát giữa trực vít và bánh vít là $f = 0,1$.
- 4.2.** Xác định chiều quay và lực tác dụng trên tay quay khi nâng vật.

Đề số 3 (Học viện Kỹ thuật Quân sự)

Câu 1. Một HGT có kết cấu như hình 5.38. Gọi tên HGT và nêu những ưu nhược điểm của HGT và các giải pháp để khắc phục những nhược điểm trong thiết kế HGT.

Phân tích lực ăn khớp (điểm đặt, phương chiều của các lực ăn khớp) của các cặp bánh răng theo chiều quay đã cho.



Hình 5.38

1.1. Công thức nào cho dưới đây dùng để tính khoảng cách trực cho một cặp bánh răng dịch chính đều ăn khớp ngoài?

$$a_w = 0.5(d_1 + d_2) \quad (a)$$

$$a_w = 0.5(d_1 + m.z_2 + 2x) \quad (b)$$

$$a_w = a + m(x_1 + x_2 - \Delta y) \quad (c)$$

$$a_w = 0.5(z_1 + z_2)m/\cos\beta$$

$$a_w = 0.5d_1(u_{12} + 1) \quad (d)$$

Giải thích các đại lượng trong công thức được lựa chọn.

1.2. Công thức nào dưới đây dùng để tính góc nghiêng của răng trong mặt phẳng ăn khớp:

$$\cos\beta = \operatorname{arctg} \frac{m_n}{2a_w} \cdot (z_1 + z_2) \quad (e)$$

$$\beta = \operatorname{arc cot g} \left(\frac{m_n}{2a_w} \right) \cdot (z_1 + z_2) \quad (f)$$

$$\beta = \operatorname{arcsin} \frac{m_n}{2a_w} (z_1 + z_2) \quad (g)$$

$$\beta = \arccos \frac{m_n}{2a_w} (z_1 + z_2) \quad (h)$$

1.3. Nếu vẫn tắt bánh răng thay thế (bánh răng tương đương) cho bánh trụ răng nghiêng: Ý nghĩa, công dụng và phương pháp tính.

Câu 2. Xét trục I (trong sơ đồ HGT hình 5.38), trên đầu trục lắp nối trục dạng đĩa.

2.1. Giải thích ký hiệu $D8x42x48 \frac{H9}{h7} \times 8 \frac{F10}{h9}$

2.2. Thành lập sơ đồ tính toán cho trục và sơ đồ tính chọn ô cho trục I. Hai sơ đồ trên giống nhau và khác nhau ở điểm nào?

2.3. Tại sao tại điểm C lắp khớp nối lại phát sinh lực phụ khớp nối? Hãy tính lực phụ do khớp nối gây ra, biết:

$T_1 = 0.32 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$; $n_1 = 2784 \text{ vòng/phút}$; số bulông nối hai nửa đĩa $z = 6$; hệ số ma sát của vật liệu đĩa $f = 0.2$ và hệ số an toàn chống trượt $k = 1.8$. Bulông làm bằng vật liệu có $\sigma_{ch} = 470 \text{ MPa}$; lấy $[\sigma_d] = 0.8\sigma_{ch}$; $[\tau_c] = 0.3\sigma_{ch}$ và $[s] = 1.4$ hệ số an toàn bền kéo tĩnh của bulông.

2.4. Xác định đường kính bulông (d_1 hoặc d) ghép hai nửa đĩa để truyền mômen T_1 cho hai trường hợp:

a) Lắp có khe hở

b) Lắp không khe hở

Biết nửa đĩa đủ bền. Nếu các nhận xét.

Câu 3. Xét trục trung gian II (trong sơ đồ HGT hình 5.6), Biết trục làm bằng thép 40Cr có $\sigma_b = 800 \text{ MPa}$; $\sigma_{ch} = 600 \text{ MPa}$; $\tau_{ch} = 360 \text{ MPa}$; $\sigma_{.1} = 0.43\sigma_b$ và $\tau_{.1} = 0.6\sigma_{.1}$. Trục chịu $T_2 = 1.31 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$; quay với $n_1 = 647,5 \text{ vòng / phút}$.

3.1. a) Kiểm tra hệ số an toàn mỏi tại tiết diện nguy hiểm I-I biết [s] = 1,4; $K_{sd} = 3,7$; $K_{td} = 2,9$; $\psi_s = 0,3$ và $\psi_t = 0,2$.

b) Ứng suất uốn và ứng suất tiếp thay đổi theo chu trình nào? Tính chu kỳ thay đổi ứng suất của chu trình đó.

3.2. Tính khả năng tải tĩnh và khả năng tải động của ống trực biết:

$$L_h = 6634h; e = 0,32; m = 10/3; k_d = 1,3; K_t = 1,0; V = 1; X_0 = 0,5; Y_0 = 1,035 \text{ và } X_1 = 1,0; Y_1 = 0.$$

3.3. Nếu dùng then băng có kích thước: $b \times h \times l = 22 \times 14 \times 65$; $t_1 = 9$ và $t_2 = 4,5$

Then được chế tạo từ thép có: $[\sigma_d] = 100 \text{ MPa}$; $[\tau_c] = 75 \text{ MPa}$.

Then có thể truyền được mô men đã cho không? Nếu không thì giải quyết ra sao?

3.4. a) Xác định độ dôi lớn nhất và nhỏ nhất tại mối ghép có kiểu lắp $\Phi 75 \frac{H7}{s6}$ hoặc $\Phi 75 \frac{0}{75} \frac{35}{59}$ biết rằng bánh răng cũng chế tạo cùng loại thép với trục.

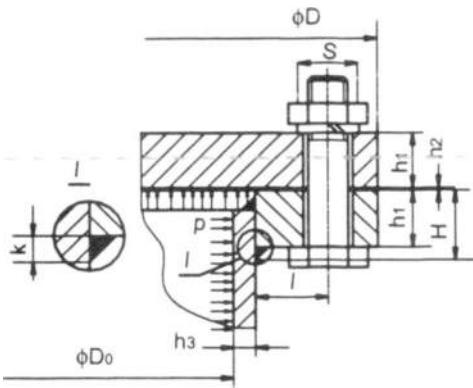
b) Xác định áp suất cho phép để không xảy ra biến dạng dèo của trục và bánh răng khi lắp ghép.

3.5. Biết góc nghiêng của bánh răng $\beta = 12^\circ$, từ điều kiện bền dèo, hãy tính mômen lớn nhất cho phép $[T_{max}]$ mà mối ghép có thể truyền được từ trục sang bánh răng.

Đề số 4 (Học viện Kỹ thuật Quân sự)

Câu 1. Ở một nắp máy (hình 5.39) dùng một nhóm 12 bulông để xiết chặt. Biết: bulông, thân và nắp đế làm bằng thép CT4 có $\sigma_{ch} = 200 \text{ MPa}$; $\sigma_b = 450 \text{ MPa}$ và $E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$. Đệm kín bằng vật liệu phi kim loại có $E = 7 \cdot 10^2 \text{ MPa}$. Các kích thước $l_1 = 30 \text{ mm}$; $l_2 = 2 \text{ mm}$; D_0

$= 370\text{mm}$; $D = 500\text{mm}$; $l = 20\text{mm}$; $H = 20\text{mm}$; $k = 5\text{mm}$. Bulông M12 có đường kính chân ren $d_0 = 10,106\text{mm}$; $p = 1,75\text{mm}$. Đai ốc có đường kính mặt tỳ $S = 19\text{mm}$; $p = 1,75\text{mm}$; $r = 0,8\text{mm}$. Lấy hệ số an toàn bền tĩnh $[s] = 1,5$ và hệ số an toàn chống tách rời $k = 2$.



Hình 5.39

2.1. Kiểm tra bền tĩnh cho bu lông khi áp suất trong xy lanh $p = 0,4\text{MPa}$.

2.2. Vẽ và tính các thông số đặc trưng cho chu trình ứng suất trên mặt cắt nguy hiểm của bulông và kiểm tra bền mồi cho bulông, khi áp suất khí nén trong xy lanh thay đổi theo chu trình mạch động với $p_{\max} = 0,4\text{MPa}$. Lấy hệ số an toàn mồi $[s_a] = 2,5$; $\sigma_s = 0,43\sigma_b$; hệ số lập trung ứng suất $K_\sigma = 1 + q_\sigma (\alpha_\sigma - 1)$ với $q_\sigma = 0,55$ và $\alpha_\sigma = 6,5$.

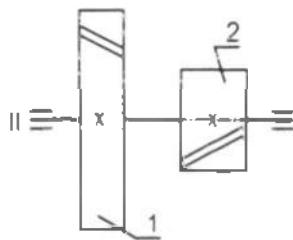
2.3. Kiểm tra bền cho mối hàn khi áp suất thay đổi mạch động với $p_{\max} = 0,4\text{MPa}$. Lấy $[\tau] = 0,5[\sigma_b]$ và hệ số lập trung ứng suất thực tế của mối hàn là $K_t = 2,0$.

Câu 2. Trục trung gian của HGT bánh răng nghiêng hai cấp có kết cấu như hình 5.40. Bánh răng 1 được cố định với trục bằng mối ghép độ dôi $\Phi 35 \frac{H6}{u6}$ ($\Phi 35 \frac{0}{85} \frac{16}{60}$). Bánh răng 2 được cố định với trục đường kính $d_2 = 40$ bằng hai then băng đầu tròn có kích thước: $b =$

12mm ; $h = 8\text{mm}$; $t_1 = 5\text{mm}$ và $l = 30\text{mm}$. Chiều dài may σ của bánh răng 1 và 2 tương ứng là $l_{m1} = 20\text{mm}$ và $l_{m2} = 38\text{mm}$. Bánh răng 1 là bánh răng nghiêng có $d_{\omega 1} = 191\text{mm}$ và góc nghiêng $\beta = 15^\circ$ và bánh răng số 2 có $d_{\omega 2} = 55\text{mm}$. Vật liệu trục và bánh răng đều bằng thép 45Cr có $\sigma_{ch} = 640\text{MPa}$. Lấy $\mu = 0,3$; Vật liệu then có $\sigma_d = 90\text{MPa}$ và $[\tau_c] = 55\text{MPa}$. Trục có $R_z = 3,2\mu\text{m}$; $f = 0,08$; hệ số an toàn chống trượt $K = 1,5$. Mỗi ghép độ dôi thực hiện bằng phương pháp lắp ép.

Xác định mômen lớn nhất cho phép truyền lên trục, biết rằng trục quay hai chiều. Giả thiết bánh răng, trục và ô đàm bảo bền.

(Mỗi ghép độ dôi tính bằng phương pháp thông thường).



Hình 5.40

Câu 3

3.1. Vẽ và nhận xét đường cong trượt và đường cong hiệu suất của bộ truyền đai. Khi tính toán và thiết kế phải đảm bảo cho đai làm việc ở vùng nào trên đường cong trượt và đường cong hiệu suất? Tại sao? Khi bộ truyền làm việc ở phạm vi đó, bộ truyền được tính theo chỉ tiêu nào?

3.2. Tại sao đai có thể bị phá hủy do mài. Xây dựng công thức tính tuổi thọ của bộ truyền đai. Nếu những nhân tố ảnh hưởng đến tuổi thọ của bộ truyền đai.

3.3. Trong hệ dẫn động cơ khí có bộ truyền đai, bộ truyền đai nên bố trí ở vị nào nào? vì sao?

3.4. So sánh bộ truyền đai dẹt và đai thang khi cùng điều kiện làm việc như nhau.

Câu 4

4.1. Trình bày mục đích phân tích lực ăn khớp của bộ truyền bánh răng và bộ truyền trực vít-bánh vít?

4.2. Khi phân tích các lực ăn khớp trong bộ truyền bánh răng và trực vít cần có những giả thiết gì? Vì sao?

4.3. Viết công thức tính các thành phần lực ăn khớp của bộ truyền bánh răng tổng quát và giải thích các đại lượng trong công thức. Từ đó suy ra các công thức tính lực ăn khớp của bộ truyền bánh trụ răng nghiêng tiêu chuẩn, dịch chỉnh đều; của bộ truyền bánh trụ răng thẳng tiêu chuẩn và dịch chỉnh đều. Nếu các nhận xét có ý nghĩa cho việc tính toán thiết kế về các thành phần lực ăn khớp đó.

4.4. Trình bày phương án bố trí chiều nghiêng hợp lý cho hai bánh răng lắp trên trực trung gian của HGT hai cấp đồng trực. Vẽ các thành phần lực ăn khớp đó.

4.5. Có cách nào để các ô trên trực trung gian của HGT bánh răng hai cấp đồng trực hoàn toàn không chịu lực dọc trực? Giải thích vì sao?

ĐỀ DỰ TRỮ NĂM 2007

Đề số 1 (Đại học Bách khoa Hà Nội)

Câu 1

1.1. Nêu tóm tắt các dạng hông trong truyền động bánh răng (nêu rõ hiện tượng và nguyên nhân).

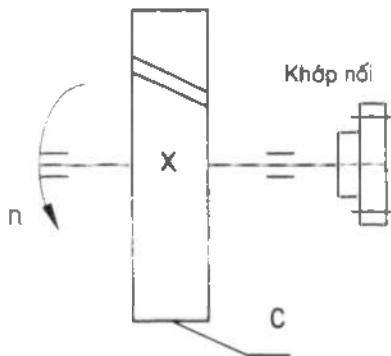
1.2. Phân biệt độ bền tiếp xúc và độ bền uốn trong truyền động bánh răng.

1.3. Khi thiết lập công thức tính ứng suất tại chân răng người ta thu được công thức sau: $\sigma_F = \frac{F_k Y_F}{b_w m} \leq [\sigma_F]$ (1)

$$Y_F = \frac{\alpha_o}{\cos \alpha_w} \left(\frac{6.e \cdot \cos \gamma}{g^2} - \frac{\sin \gamma}{g} \right) \quad (2)$$

- a) Giải thích các đại lượng trong công thức (1)
- b) Kết hợp dùng hình vẽ để giải thích ý nghĩa của các giá trị trong công thức (2).
- c) Vì sao Y_F lại phụ thuộc vào số răng Z và hệ số dịch chính x

Câu 2. Trên một trục lắp bánh răng nghiêng và nối trực di động (hình 5.41) Biết bánh răng bị dẫn với điểm ăn khớp ở C, trục quay với tốc độ n và có chiều xác định như hình vẽ.



Hình 5.41

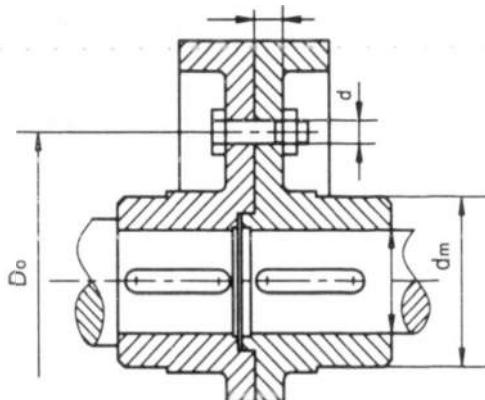
- 2.1. Vẽ chiều của các lực từ bánh răng và nối trực tác động lên trục.
- 2.2. Giải thích cách xác định chiều của lực từ nối trực di động khi tính trực và chọn ô.
- 2.3. Khi thay đổi chiều quay và số chiều quay (một chiều thành hai chiều) thì lực tác dụng lên trục và ứng suất trên các tiết diện của trục thay đổi như thế nào?

Câu 3

3.1. a) Công dụng của khớp nối. Phân loại khớp nối theo đặc điểm làm việc.

b) Nối trực nào khi sử dụng có thể gây nên lực hướng tâm tác dụng lên trục? Vì sao?

3.2. Trong bảng thông số nối trục đĩa, ứng với mômen xoắn trên trục $T = 1000\text{Nm}$, đường kính thân bulông ghép hai nửa nối trục theo phương án lắp không có khe hở $d = 13\text{mm}$; số bu lông $z = 4$, đường kính qua tâm bulông $D_0 = 145\text{mm}$. Biết kích thước $l = 10\text{mm}$ (hình 5.42), bulông làm bằng thép CT3 có $[\sigma_k] = 88\text{MPa}$; $[\tau_c] = 55\text{MPa}$; $[\sigma_d] = 90\text{MPa}$; hệ số ma sát $f = 0,15$ và hệ số an toàn $k = 1,5$.



Hình 5.42

a) Kiểm tra độ bền mối ghép bulông

b) Xác định đường kính bulông để ghép hai nửa nối trục theo phương án lắp có khe hở. Biết tiêu chuẩn ren hệ mét như sau, d và d_1 (mm):

d M8; M10; M12; M16; M20; M24; M27;...

d_1 6,647; 8,376; 10,106; 13,835; 17,924; 20,752; 23,752;...

c) Nhận xét về kết quả tính toán cho hai trường hợp lắp có và không có khe hở.

Đề số 2 (Học viện Kỹ thuật Quân sự)

Câu 1. Một HGT bánh răng nghiêng có sơ đồ như hình 5.43. Trục trung gian II có kết cấu và lắp ghép với các chi tiết máy khác. Biết rằng các bánh răng nghiêng 1,2 và trục 3 đều làm bằng thép có $E = 21 \cdot 10^4$ MPa, $\mu = 0,3$. Các thông số hình học, mối ghép; các đặc trưng cơ học và lực ăn khớp tương ứng như sau:

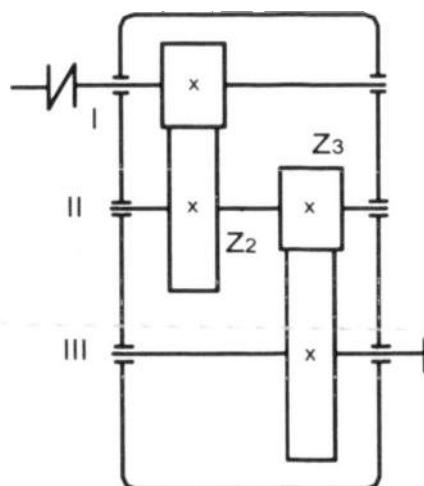
- $d_{\omega 2} = 191\text{mm}$; $l_2 = 20\text{mm}$; $d_2 = 35\text{mm}$ (đường kính trục lắp bánh răng 2 với trục II) lắp với mayơ bánh răng 3 theo kiểu lắp $\Phi 35 \frac{16}{60}$; Then có kích thước $b = 10\text{mm}$; $h = 8\text{mm}$; $t_1 = 5\text{mm}$; $t_2 = 3,3\text{mm}$ và $l = 18\text{mm}$. Lực ăn khớp: $F_{t2} = 1090\text{N}$; $F_{r2} = 408\text{N}$; $F_{\omega 2} = 263\text{N}$; $\sigma_{ch}^{-1} = 640\text{MPa}$;

- $d_{\omega 3} = 83\text{mm}$; $d_3 = 55\text{mm}$; $l_3 = 38\text{mm}$; $d_3 = 40\text{mm}$ (đường kính trục lắp bánh răng 3 với trục II) lắp với mayơ bánh răng 3 theo kiểu lắp $\Phi 40 \frac{25}{48}$; Then có kích thước: $b = 12\text{mm}$; $h = 8\text{mm}$; $t_1 = 5\text{mm}$; $t_2 = 3,3\text{mm}$ và $l = 28\text{mm}$. Lực ăn khớp: $F_{t3} = 2508\text{N}$; $F_{r3} = 1163\text{N}$; $F_{\omega 3} = 582\text{N}$; $\sigma_{ch}^{-2} = 360\text{MPa}$.

- Trục có $\sigma_{ch} = 640\text{MPa}$; $R_z = 3,2\mu\text{m}$ và lỗ mayơ có $R_z = 6,4\mu\text{m}$. Then làm bằng vật liệu có $\sigma_d = 90\text{MPa}$ và $[\tau_c] = 55\text{MPa}$.

- Mối ghép độ dôi có $f = 0,08$ và hệ số an toàn chống trượt $K = 1,5$.

- Giả sử trục quay hai chiều.

**Hình 5.43**

- 1.1. Chọn hướng răng của bánh răng 2 và 3 thích hợp và đặt lực ăn khớp tương ứng.
- 1.2. Viết công thức và giải thích các đại lượng trong công thức tính trực theo độ bền mỏi.
- 1.3. Các yếu tố nào ảnh hưởng xấu nghiêm trọng tới độ bền mỏi của trực.
- 1.4. Tính độ bền tĩnh của trực.
- 1.5. Khi thiết kế trực theo độ bền mỏi, nếu $s < [s]$ thì giải quyết ra sao? Nếu các giải pháp theo thứ tự ưu tiên.

Câu 2

- 2.1. Khả năng tải của ô trượt và ô lăn? Tại sao ô lăn không bôi trơn thủy động.
- 2.2. Hãy phân tích động học ô lăn

2.3. Tính ứng suất như thế nào?

2.4. Tính khả năng tải tĩnh và khả năng tải động của ô lăn. Các hệ số X_i và Y_i thay đổi thế nào và phụ thuộc vào những yếu tố nào? Nếu cách xác định các hệ số này khi tính ô.

Câu 3

3.1. Tính mômen xoắn trên các trục.

3.2. Tính áp suất và độ dôi tại các bề mặt lắp ghép của bánh răng 2,3 với trục. Việc lựa chọn kiểu lắp $\Phi 35 \frac{H6}{u7}$ và $\Phi 40 \frac{H7}{t6}$ có hợp lý không?

3.3. Sau khi ghép các bánh răng vào trục thì các chi tiết bánh răng và trục có bị biến dạng đèo không?

3.4. Với mỗi ghép then đã chọn, then có khả năng truyền được tải trọng lớn nhất bằng bao nhiêu?

3.5. Tại sao then quay cùng trục mà σ_d và τ_c lại tính then theo ứng suất cho phép? Biểu diễn chu trình thay đổi ứng suất đập và ứng suất cắt của then.

Đề số 3 (Học viện Kỹ thuật Quân sự)

Câu 1

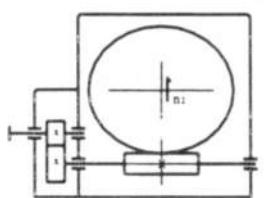
1.1. Trình bày dạng hòng và chỉ tiêu tính toán bộ truyền bánh răng và bộ truyền trực vít – bánh vít.

1.2. Giải thích vì sao lại có sự khác nhau về dạng hòng cơ bản trong truyền động trực vít và truyền động bánh răng.

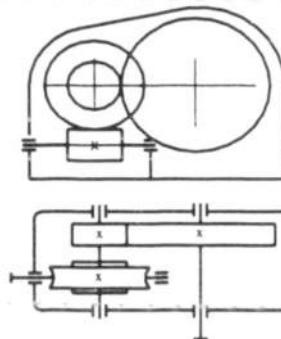
1.3. So sánh ưu nhược điểm của hai HGT trên sơ đồ hình 1a,b.

1.4. Có bao nhiêu phương án bố trí ô trục vít trên sơ đồ hình 1b. Về các sơ đồ bố trí ô trục vít đã nêu trên.

Có HGT bánh răng trục vít (hình 5.44a). Nếu sử dụng bánh răng nghiêng thì nên chọn hướng răng của bánh răng nghiêng và hướng ren trục vít như thế nào là hợp lý? Vì sao?



Hình 5.44a



Hình 5.44b

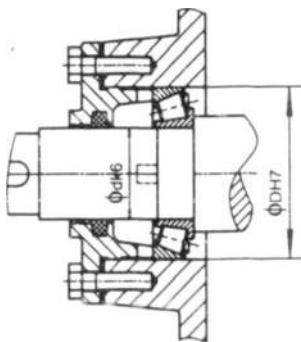
1.5. Kiểm nghiệm khả năng tải động cho các ô trục vít ở hình 5.44, biết: ô bi đỡ có ký hiệu 115 có $C_d = 30,4\text{KN}$ và $C_0 = 24,6\text{KN}$. Ô đùa côn có ký hiệu 7315 có $C_d = 178\text{KN}$ và $C_0 = 148\text{KN}$ và góc $\alpha = 12,33^\circ$. Tải trọng dọc trục $F_{ax} = 5548\text{N}$ hướng từ trái qua phải; Các phản lực gối tựa $R_0 = 1578\text{N}$ và $R_1 = 3755\text{N}$; thời gian sử dụng $L_h = 25000$ giờ; HGT làm việc với chế độ tải trọng thay đổi (hình 5.45) và trục quay với tốc độ không đổi $n = 1450\text{vg/ph.}$ (Nếu $F_{ap}/VR_i > e$ lấy $X_i = 0,4$ và $Y_i = 1,83$).

Câu 2

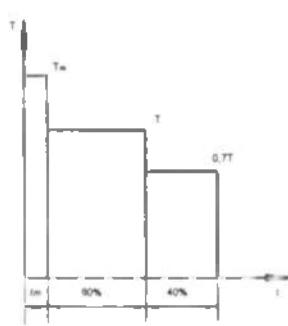
2.1. a) Trình bày cơ sở chọn mặt ren

b) Cho biết dạng mặt cắt ren trong ô vít nắp ô HGT (hình 5.46 a,b) và mặt cắt ren của vít và đai ốc trong cơ cấu vít đai ốc (truyền động vít đai ốc ma sát trượt)

2.2. Trên hình 5.45, nắp ô trục vít được cố định bởi bốn vít. Biết tải trọng dọc trục $F_{\text{ax}} = 5548\text{N}$ hướng từ trái qua phải; Vít được xiết chặt để đảm bảo độ kín khít ở mặt tiếp xúc giữa nắp ô và hộp đê ô làm việc ổn định và tránh dầu chảy ra ngoài; lấy hệ số giảm tải ngoài $\chi = 0,2$ (không yêu cầu xác định chính xác lại χ); Hệ số an toàn chống trượt $k = 2,5$. Vít bằng thép C35 có $\sigma_{\text{ch}} = 300\text{MPa}$; $\sigma_b = 500\text{MPa}$; $\sigma_s = 220\text{MPa}$ và hệ số an toàn tĩnh $[S] = 1,6$; hệ số an toàn mỏi $[S_a] = 2,5$. Mômen truyền thay đổi thường xuyên từ dù tải sang non tải và ngược lại theo biểu đồ hình 3. Lấy hệ số tập trung ứng suất thực tế $K_\sigma = 1 + q_\sigma (\alpha_\sigma - 1)$ với $q_\sigma = 0,55$ và $\alpha_\sigma = 5,2$ (không xét đến ảnh hưởng của lực dọc phụ do ô sinh ra khi ô chịu lực hướng tâm).



Hình 5.45



Hình 5.46

a) Xác định đường kính vít theo sức bền tĩnh. Biết dây đường kính tiêu chuẩn của chân ren vít: $d_i(\text{mm})$: 4,918; 6,647; 8,376; 10,106; 13,835; 17,924; 20,752; 23,752; 26,211; ...

b) Xác định các thông số đặc trưng cho trình ứng suất pháp trên mặt cắt nguy hiểm của vít tính toán và kiểm tra sức bền mỏi của vít. Từ kết quả và liên hệ thực tế, cho nhận xét.

Câu 3

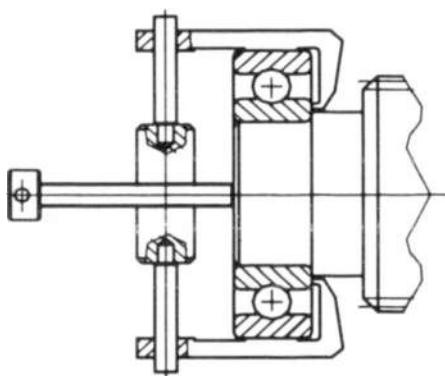
3.1. a) Nêu các chi tiêu về khả năng làm việc của chi tiết máy.

b) Khi tính toán thiết kế một chi tiết máy, tại sao chỉ thiết kế theo một hoặc một vài chỉ tiêu về khả năng làm việc? Cho ví dụ.

c) Truyền động vít-đai ốc ma sát trượt được tính toán thiết kế theo chỉ tiêu nào? Còn truyền động vít-đai ốc ma sát lăn được tính toán thiết kế theo chỉ tiêu nào? Vì sao?

3.2. Người ta sử dụng cơ cấu vít đai ốc để tháo ổ lăn ra khỏi trục (hình 5.47). Biết ổ bi cần tháo là ổ 110 có $B = 16\text{mm}$ có đường kính trong $d = 50\text{mm}$ và đường kính vòng lăn của vòng trong $d_1 = 60\text{mm}$. Sử dụng mối ghép độ dôi để lắp ghép vòng trong lên trục với độ dôi lớn nhất là $25\mu\text{m}$; lấy hệ số ma sát bề mặt tiếp xúc của cốt trục và vòng ổ $f = 0,15$. Vít có $d = 30\text{mm}$; $d_1 = 19\text{mm}$ và $d_2 = 25\text{mm}$; Ren một đầu mối có bước $p = 10\text{mm}$. Hiệu suất truyền động $\eta = 0,3$ và bán kính tay quay $R = 250\text{mm}$.

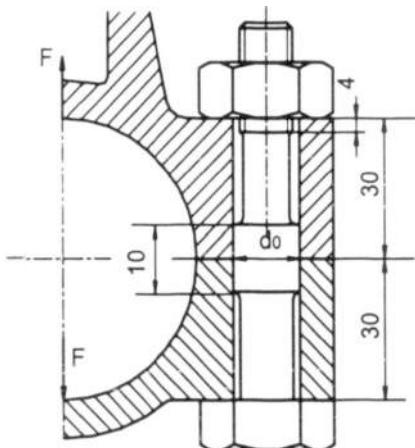
Xác định lực vòng cần thiết tác dụng lên đầu tay quay để tháo được ổ. Lấy hệ số an toàn lực tháo $k = 1,25$. Biết thép có $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ và hệ số poát xông $\mu = 0,3$.



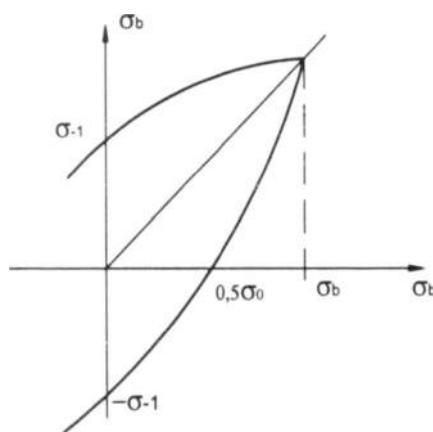
Hình 5.47

Câu 4. Cho mối ghép bulông để ghép ổ trượt thanh truyền của động cơ đốt trong (hình 5.48a), tải trọng F tác dụng lên mối ghép chủ yếu do lực quán tính của khối lượng pít tông và thanh truyền gây nên do

đó có thể xem tải trọng thay đổi theo chế độ tuần hoàn mạch động. Kích thước bulông: $d_1 = 16\text{mm}$, $d_o = 0,8d_1$. Lực xiết $v = 10.000\text{N}$; độ mềm bulông $\delta_b = 0,3$ và của tấm ghép $\delta_t = 0,1$.



Hình 5.48a



Hình 5.48b

- 4.1. Vẽ đồ thị thay đổi ứng suất trong thân bulông.
- 4.2. Kiểm tra độ bền bulông biết đồ thị ứng suất giới hạn của vật liệu bulông như hình 5.48b với $0,5\sigma_0 = 25\text{MPa}$.
- 4.3. Kiểm tra độ bền bulông theo hệ số an toàn mới biết $\sigma_1 = 300\text{MPa}$ và $\sigma_b = 900\text{MPa}$; hệ số tập trung ứng suất ở chân ren $k_\sigma = 5,5$ và hệ số an toàn cho phép $[n_a] = 3\dots 4$.
- 4.4. Vì sao trong trường hợp này phải làm bulông có đường kính thay đổi? Nếu sử dụng bulông có đường kính không đổi thì đường kính của bulông có tăng lên không và tăng lên bao nhiêu?

ĐỀ DỰ TRỮ NĂM 2008

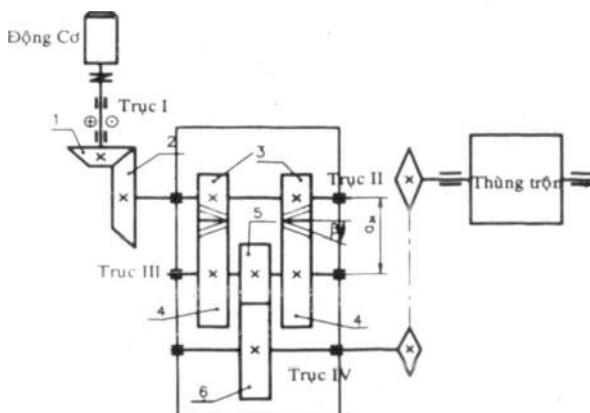
Đề số 1 (Đại học Bách khoa TP. Hồ Chí Minh)

Câu 1

- 1.1. Chứng tỏ rằng ứng suất sinh ra trong đai thay đổi theo chu kỳ? Trình bày công thức xác định ứng suất nhỏ nhất và lớn nhất sinh ra trong dây đai? Tại sao phải giới hạn đường kính bánh đai nhỏ và chiều dày đai?
- 1.2. Tại sao ma sát và mòn trong ổ đũa nhỏ hơn ổ bi? Tại sao số vòng quay cho phép ổ bi chặn nhỏ hơn ổ bi đỡ và ổ bi đỡ chặn?
- 1.3. Ảnh hưởng độ nhót dầu bôi trơn và số vòng quay đến hệ số ma sát trong ổ trượt? Khi nào ta sử dụng ổ bôi trơn khí?
- 1.4. Phân biệt bulông, vít và vít cấy. Tại sao bước ren đầu vít cây bắt vào chi tiết ghép có bước ren p lớn hơn đầu vít viết đai ốc?
- 1.5. Ren hệ mét có một mối ren với bước ren $p = 2\text{mm}$, $d_2 = 14,701\text{ mm}$, hệ số ma sát bề mặt ren $f = 0,15$. Chứng minh rằng mối ghép bulông có khả năng tự hãm.
- 1.6. Tại sao trong mối ghép bulông sau một thời gian làm việc thì đai ốc bị tháo?. Chiều cao đai ốc và chiều sâu bắt vít vào chi tiết ghép có tỷ lệ như thế nào với đường kính d, dựa vào đâu ta chọn tỷ lệ này?

Câu 2. Hệ thống truyền động như hình 5.49 (truyền từ động cơ - trực I sang trực II đến trực III và IV đến trực công tác V và VI) với 1, 2 – bánh răng côn răng thẳng có môđun me; 3, 4 bánh răng trụ răng nghiêng (chữ V) có môđun mn; 5, 6 – bánh răng trụ răng thẳng môđun m. Cho biết số vòng quay động cơ $n_{dc} = 980\text{vg/ph}$, số răng các bánh răng: $z_1 = 20$, $z_2 = 40$ và tỉ số truyền $u_{34} = z_4/z_3 = 3$, $u_{56} = z_6/z_5 = 4$, tỷ số truyền bộ truyền xích $u_x = 2$. Môđun các cặp bánh răng như nhau $m_e = m_n = m = 4\text{mm}$. Xác định:

- 2.1. Số răng z_3, z_4 , góc nghiêng β nếu khoảng cách trục $a_{34} = 250\text{mm}$.
- 2.2. Phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng.
- 2.3. Khi tính toán thiết kế theo độ bền tiếp xúc, đầu tiên ta xác định khoảng cách trục a_w , sau đó chọn môđun $m = (0,01 \dots 0,02)a_w$. Theo bạn nên chọn môđun m nhỏ hay lớn? Tại sao?
- 2.4. Giả sử tỷ số truyền u_{34}, u_{56} , các môđun m_n, m của hộp giảm tốc hai cấp phân đôi trong sơ đồ hình 5.49 chưa biết. Cho hộp giảm tốc hai cấp phân đôi (hình 5.49) có tỷ số truyền chung $u_{ch} = 12$. Giả sử hệ số chiều rộng vành răng cấp nhanh $\psi_{ba3} = 0,25$, cấp chậm $\psi_{ba5} = 0,5$. Xác định tỷ số truyền của cặp cấp nhanh u_{34} và cặp chậm u_{56} để đảm điều kiện bôi trơn $d_4 = d_6$ và độ bền đều tiếp xúc trên hai cặp bánh răng?



Hình 5.49

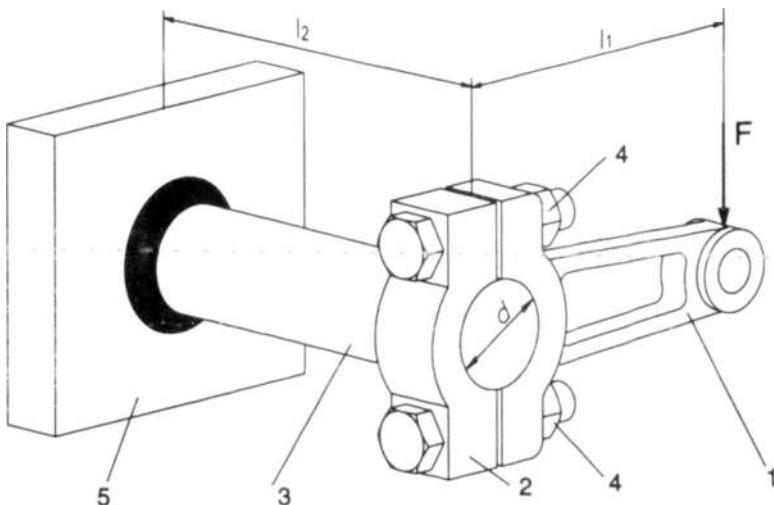
Câu 3. Chi tiết 1 được cố định bằng vòng kẹp 2 trên thanh trụ tròn 3 (đường kính $d = 60\text{mm}$) nhờ vào hai bulông 4 như hình 5.50. Thanh trụ tròn được cố định với thân máy 5 bằng mối hàn góc. Cho biết $l_1 = 400\text{mm}$, $l_2 = 500\text{mm}$. Hệ số ma sát giữa trục và vòng kẹp $f = 0,20$, hệ số an toàn khi xiết chặt với tải trọng tĩnh $K = 1,3$, vòng kẹp mềm hình dạng bề mặt tiếp xúc có dạng trụ và áp lực p phân bố đều trên bề mặt tiếp xúc. Tải trọng không đổi tác dụng $F = 2000\text{N}$, bỏ qua khối lượng các chi tiết. Xác định:

3.1. Lực xiết bulông V?

3.2. Chọn bulông nếu vật liệu bulông là thép có cấp bền 8.8 (giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 640 \text{ MPa}$, hệ số an toàn $S = 2$).

3.3. Công thức tính ứng suất sinh ra trong mối hàn?

3.4. Kích thước mối hàn? Cho biết giới hạn chảy vật liệu chi tiết ghép $\sigma_{ch} = 240 \text{ MPa}$, hệ số an toàn $[S] = 1,5$.



Hình 5.50

Đề số 2 (Đại học Bách khoa Hà Nội)

Câu 1. Phân tích quá trình và trình tự thiết kế bộ truyền trực vít

1.1. Mục đích và điều kiện thiết kế

a) Số liệu cho trước khi thiết kế là những yếu tố nào? Đại lượng nào?

b) Sau khi thiết kế phải thu được những kết quả, số liệu và thông số nào?

1.2. Các công thức và các phần tính toán chính.

- a) Viết công thức thiết kế tính kích thước chính, công thức này nhằm đảm bảo tiêu chí khả năng làm việc gì? Dùng trong điều kiện nào?
- b) Giải thích công thức (tên gọi, thứ nguyên các đại lượng và thông số trong công thức).
- c) Thông số, số liệu nào phải chọn trước? Cách chọn? Nếu rõ lý do và ảnh hưởng của nó đến quá trình thiết kế.
- d) Các thông số và kích thước khác của bộ truyền được tính và chọn như thế nào và cần đảm bảo những yêu cầu gì?
- e) Viết công thức kiểm nghiệm, lý do phải tính kiểm nghiệm. Nếu các giải pháp xử lý cho các trường hợp thừa hoặc thiếu khả năng tải.

Câu 2. Phân tích quá trình và trình tự thiết kế bộ truyền xích

2.1. Mục đích và điều kiện thiết kế

- a) Số liệu cho trước khi thiết kế là những yếu tố nào? Đại lượng nào?
- b) Sau khi thiết kế phải thu được những kết quả, số liệu và thông số nào?

2.2. Các công thức và các phần tính toán chính.

- a) Viết công thức thiết kế tính kích thước chính, công thức này nhằm đảm bảo tiêu chí khả năng làm việc gì? Dùng trong điều kiện nào?
- b) Giải thích công thức (tên gọi, thứ nguyên các đại lượng và thông số trong công thức).
- c) Thông số, số liệu nào phải chọn trước? Cách chọn? Nếu rõ lý do và ảnh hưởng của nó đến quá trình thiết kế.

- d) Các thông số và kích thước khác của bộ truyền được tính và chọn như thế nào và cần đảm bảo những yêu cầu gì?
- e) Viết công thức kiểm nghiệm, lý do phải tính kiểm nghiệm. Nếu các giải pháp xử lý cho các trường hợp thừa hoặc thiếu khả năng tải.

ĐỀ DỰ TRỮ NĂM 2009

Đề số 1 (Đại học Bách khoa Hà Nội)

Câu 1. Để tạo ra các tốc độ khác nhau của trục II (trục thứ cấp), lần lượt lắp các bánh răng trên trục I (trục sơ cấp) là $Z_1; Z_3$ và Z_5 và trên trục thứ cấp là $Z_2; Z_4$ và Z_6 . Tỷ số truyền tương ứng sẽ là:

$$U_1 = \frac{Z_2}{Z_1}; \quad U_2 = \frac{Z_4}{Z_3}; \quad U_3 = \frac{Z_6}{Z_5} \quad \text{và hai trục song song với nhau với}$$

khoảng cách tâm $a\omega = 210\text{mm}$. Yêu cầu của hộp số là phải nhỏ gọn, êm và làm việc tin cậy. Chế độ làm việc nặng, và đậm. Cho trước tỷ số truyền $U_1 = 3,17; U_2 = 0,52; U_3 = 0,35$.

1.1. Trong trường hợp này nên sử dụng bánh trụ răng thẳng hay bánh trụ răng nghiêng là hợp lý nhất? Vì sao?

1.2. a) Kích thước các bánh răng trong hộp số được thiết kế theo điều kiện bền nào? Vì sao?

b) Cặp bánh răng nào có chiều rộng lớn nhất nếu tất cả đều là bánh trụ răng nghiêng. Các bánh răng ($Z_1; Z_3$ và Z_5) và $Z_2; Z_4$ và Z_6 đều cùng loại vật liệu, có cùng độ rắn mặt răng, làm việc ở chế độ dài hạn và cùng hệ số tải trọng K_H như nhau.

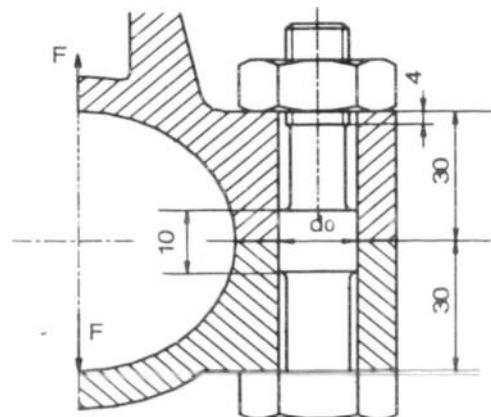
1.3. a) Xác định các thông số ăn khớp của các cặp bánh răng nếu tất cả bánh răng đều là bánh trụ răng nghiêng với các sai số $\Delta u_i < 3\%$.

b) Khi thiết kế bánh răng trong hộp số thì giá trị môđun bánh răng nên chọn như thế nào? Vì sao?

1.4. Hướng răng của các bánh răng lắp trên trục sơ cấp (Z_1 ; Z_3 và Z_5) nên chọn như thế nào? Vì sao?

1.5. Nêu cách lựa chọn ô lăn lắp trên trục thứ cấp?

Câu 2. Cho mối ghép bulông để ghép ô trượt thanh truyền của động cơ đốt trong (hình 5.51). Tài trọng làm việc lớn nhất trên một bulông $F = 8000\text{N}$ (Tài trọng F chủ yếu do lực quán tính của khối lượng pít tông và thanh truyền gây nên do đó có thể xem tải trọng thay đổi theo chế độ tuần hoàn mạch động) bulông tinh bằng thép hợp kim 30CrNi. Với bulông có kết cấu (xem hình 2a) thì độ mềm bulông $\delta_b = 0,45$ và của tấm ghép $\delta_t = 0,075$.



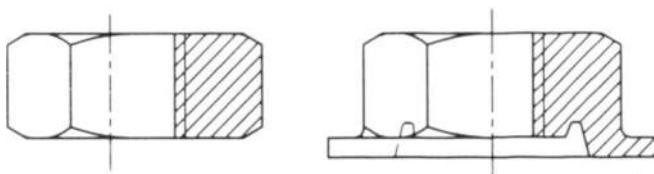
Hình 5.51

2.1. Xác định đường kính bulông trong mối ghép trên, biết lực xiết ban đầu không được kiểm tra và ứng suất kéo cho phép của vật liệu bu lông là $[\sigma_k] = 140\text{MPa}$

2.2. Kiểm tra độ bền bulông theo hệ số an toàn mới biết $\sigma_s = 420\text{MPa}$ và $\sigma_b = 900\text{MPa}$; hệ số tập trung ứng suất ở chân ren $k_\sigma = 5,2$ và hệ số an toàn cho phép $[S_a] = 7,5\dots 5$.

2.3. Vì sao trong trường hợp này phải làm bulông tinh có đường kính thay đổi? Nếu sử dụng bulông tinh có đường kính không đổi thì đường kính và độ bền mỏi của bulông có thay đổi không? Vì sao?

2.4. Trong một số trường hợp người ta dùng đai ốc có kết cấu đặc biệt như hình 5.52b. Vì sao phải sử dụng đai ốc có kết cấu phức tạp như vậy?

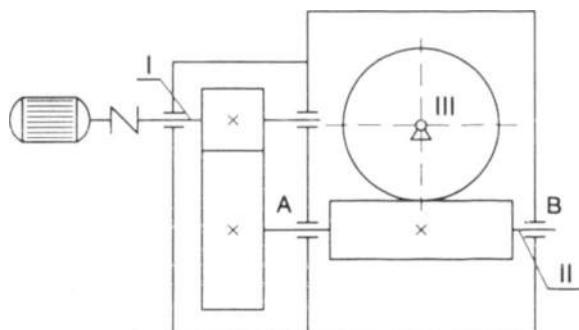


Hình 5.52 Kết cấu đai ốc

a. Đai ốc thường; b. Đai ốc đặc biệt

Đề số 2 (Đại học Kỹ thuật Công nghiệp Thái Nguyên)

Câu 1. Cho một hộp giảm tốc bánh răng-trục vít của một hệ thống thang máy như hình 5.53.



Hình 5.53

Cho trước $n_{dc} = 2100 \text{ vg/ph}$; $Z_1 = 19$; $Z_2 = 38$;

Số vòng quay trực III: $n_{III} = 50 \text{ vg/ph}$

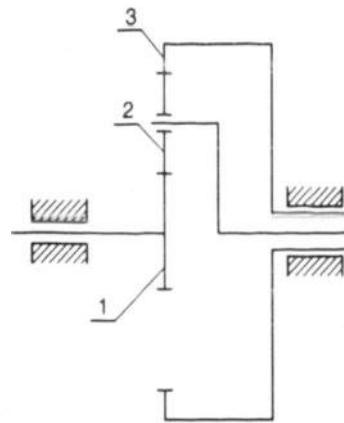
1) Hãy chọn số đầu mối ren z_1 cho bộ truyền trực vít-bánh vít.

2) Hệ thống có an toàn khi mất điện không: Nếu nguyên tắc kiểm tra và vận dụng để kiểm tra trong trường hợp z_1 đã chọn ở trên; $m = 10$; $d_1 = 160 \text{ mm}$. Hiệu suất khi bộ truyền làm việc bình thường $\eta = 0,45$.

3) Hãy nêu và giải thích về các phương án bố trí ô cho trục số II? Có thể chọn các loại ô nào cho các sơ đồ đó?

4) Khi tính trục và ô người ta phải tính toán ở mấy trường hợp? Tại sao? Hãy phân tích lực tác dụng trong các bộ truyền ở trường hợp thang máy đi xuống và vẽ định hình biểu đồ mômen của trục II ở trường hợp đó.

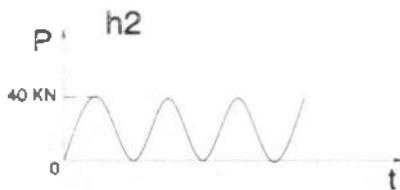
Câu 2. Cho một HGT bánh răng hành tinh có sơ đồ như hình 5.54.



Hình 5.54

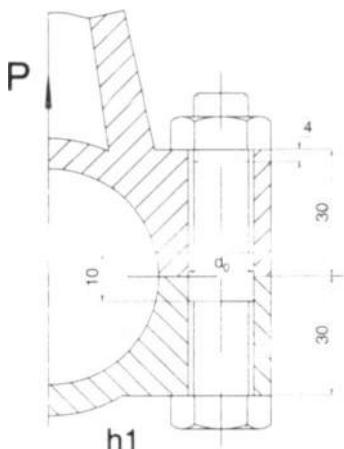
1) Nếu chọn vật liệu của cặp (1 – 2) và (2 – 3) giống nhau thì có phải tính bền cho cả hai cặp không, tại sao? Nếu chọn vật liệu cho hai cặp khác nhau thì quá trình tính toán nên tiến hành thế nào?

2) Nếu ta dùng hộp giảm tốc có ba bánh vệ tinh số hai thì kích thước của các bánh răng tăng hay giảm bao nhiêu lần so với trường hợp chỉ dùng một bánh số 2.



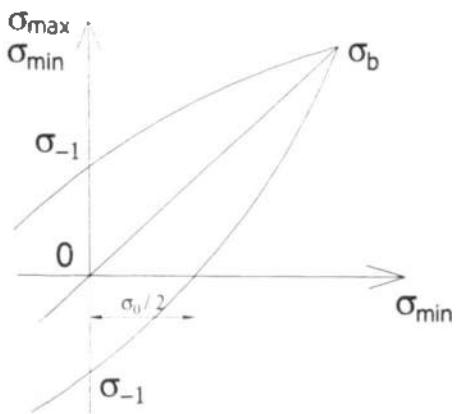
Câu 3. Cho mối ghép bulông để ghép ô trượt của thanh truyền của động cơ đốt trong. Tài trọng P tác dụng lên mối ghép chủ yếu do lực quán tính của khối lượng pítông và thanh truyền gây nên và có đồ thị thay đổi như hình 5.55. Cả bulông và thanh truyền đều làm bằng thép. Đường kính của bulông $d_1 = 16\text{mm}$. Lực xiết cần thiết của bulông $V = 10.000\text{N}$. Độ mềm của bulông $\delta_b = 0,3$. Độ mềm của tấm ghép $\delta_m = 0,1$.

- 1) Hãy vẽ đồ thị thay đổi của ứng suất trong thân bulông.
- 2) Hãy kiểm tra độ bền cho bulông biết đồ thị ứng suất giới hạn của vật liệu bulông như hình vẽ. $\frac{\sigma_0}{2} = 25\text{MPa}$

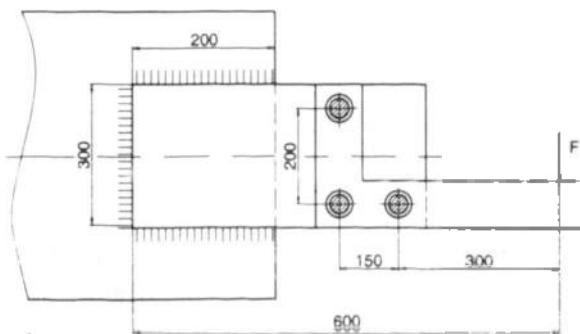


Hình 5.55

3) Hãy kiểm tra độ bền cho bulông bằng phương pháp hệ số an toàn biệt $\sigma_{-1} = 300 \text{ MPa}$; $\sigma_b = 900 \text{ MPa}$; Hệ số tập trung ứng suất ở chân ren: $K_\sigma = 5,5$; Hệ số an toàn cho phép $[n_a] = 3 + 4$.



Câu 4. Cho mối ghép như hình 5.56:



Hình 5.56

Tính đường kính của bulông để mối ghép bulông và mối ghép hàn có sức bền đều. Biết:

Ứng suất cắt của mối hàn $[\tau] = 80 \text{ MPa}$

Ứng suất kéo cho phép của vật liệu bulông $[\sigma_b] = 123 \text{ MPa}$

Hệ số ma sát $f = 0,15$, hệ số an toàn $k = 1,5$

Chiều rộng cách hàn $k = 6$

Đề số 3 (Trường Đại học Hàng hải)

Câu 1 (7 điểm)

1.1. Một bộ truyền động đai dẹt có tiết diện mặt cắt ngang $b \times \delta = 150 \times 5 \text{ mm}^2$, được căng với ứng suất căng ban đầu $\sigma_0 = 1,8 \text{ MPa}$. Bánh nhỏ có đường kính $d_1 = 500 \text{ mm}$, vòng quay $n_1 = 960 \text{ v/p}$. Tính công suất lớn nhất của trục đầu để bộ truyền không xảy ra hiện tượng trượt trơn và hiệu suất đạt giá trị cực đại. Biết hệ số kéo tối hạn $\psi_0 = 0,6$.

1.2. Khả năng tải của bộ truyền động đai và tuổi thọ dây đai thay đổi như thế nào khi giữ nguyên tốc độ, đường kính các bánh đai nhưng tăng khoảng cách trực trong phạm vi có thể?

1.3. Nguyên nhân nào gây nên lực căng phụ trong truyền động đai? Lực này ảnh hưởng như thế nào đến khả năng tải của bộ truyền? Khi nào có thể bỏ qua ảnh hưởng của lực này. Tính số vòng quay n_1 cho bộ truyền đai thang thường có đường kính bánh nhỏ $d_1 = 140 \text{ mm}$ để có thể bỏ qua lực căng phụ khi tính toán bộ truyền.

Câu 2 (7 điểm)

2.1. Thế nào là cặp bánh răng tiêu chuẩn, cặp bánh răng dịch chính đều, dịch chính góc? Chứng minh rằng đối với bộ truyền bánh trụ răng thẳng khi dịch chính góc với hệ số dịch chính hợp lý thì tăng được độ bền tiếp xúc và độ bền uốn cho răng.

2.2. Một bánh răng trụ răng thẳng tiêu chuẩn có số răng Z là một số chẵn. Một dụng cụ có thể đo được đường kính vòng định răng d_a . Hãy nêu các bước cần tiến hành để xác định môđun m của bánh răng. Áp dụng xác định cụ thể cho bánh răng có số răng $Z = 22$, đường kính vòng tròn định răng đo được là $d_{ado} = 73,92 \text{ mm}$.

Cho dãy môđun tiêu chuẩn: 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12mm.

2.3. Hãy chứng minh rằng muốn thiết kế một bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng có khoảng cách trực là giá trị tròn chục thì thường phải dịch chỉnh còn bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng thi không cần thiết phải dịch chỉnh?

Câu 3 (11 điểm)

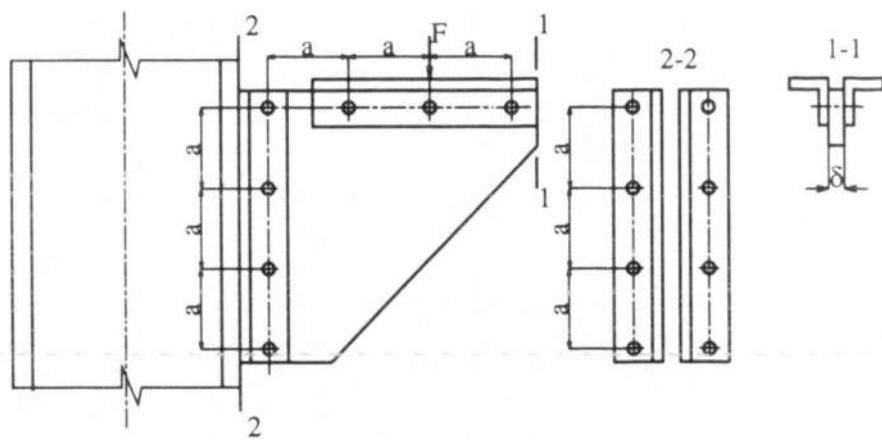
3.1. Thế nào là hệ số chiều rộng bánh răng? Hệ số này có giá trị trong phạm vi nào? Hãy nêu ý nghĩa và cách chọn hệ số này khi thiết kế bộ truyền.

3.2. Chọn chỉ tiêu thiết kế, hệ số chiều rộng bánh răng rồi tính khoảng cách trực sơ bộ (làm tròn đến giá trị gần nhất có tận cùng là chữ số 5) và các thông số ăn khớp, các thông số hình học cho bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng tiêu chuẩn, ăn khớp ngoài đặt trong HGT một cáp. Công suất trực bánh răng nhỏ là 6,5kW, số vòng quay 900v/p. Cần giảm tốc để được số vòng quay trực ra là 300v/p. Vật liệu bánh răng được chọn bằng thép 45 thường hoá có ứng suất tiếp xúc cho phép định sơ bộ $[\sigma_{H1}] = 509\text{MPa}$; $[\sigma_{H2}] = 481,8\text{Mpa}$. Hệ số $K_{HB} = 1,15$. Yêu cầu thiết kế bộ truyền có đường kính các bánh răng nhỏ gọn. Mô đun dự kiến chọn bằng 15 % khoảng cách trực sơ bộ.

Cho dãy môđun tiêu chuẩn như câu 2.

3.3. Vì sao khi thiết kế một bộ truyền bánh răng theo chỉ tiêu độ bền tiếp xúc, sau khi tính xong các thông số của bộ truyền thì vẫn phải nghiệm lại độ bền tiếp xúc? Hãy nêu và giải thích phạm vi sử dụng các giải pháp khi thiết kế bộ truyền động bánh răng không đủ độ bền tiếp xúc.

Câu 4 (15 điểm) Cho kết cấu như hình vẽ.



Một giá đỡ chịu tải trọng $F = 2,5\text{KN}$ được gắn chặt vào một trụ đứng bằng các bulông lắp ghép có khe hở. Tất cả các thép góc đều có tiết diện $80 \times 8 \text{ mm}^2$. Chiều dày của tấm thép $\delta = 12\text{mm}$. Vật liệu kết cấu là thép CT3, vật liệu bulông có ứng suất $[\sigma_K] = 120\text{Mpa}$. Kích thước $a = 100\text{mm}$. Giả thiết các bulông cùng lực xiết V, hệ số ma sát giữa các tấm $f = 0,15$. Hệ số an toàn $K = 2$. Hệ số tải trọng $\chi = 0,2$.

- 4.1. Tính lực xiết V cần thiết cho mỗi bulông;
- 4.2. Chọn bulông cho kết cấu;
- 4.3. Nếu các bulông có đường tâm vuông góc với mặt phẳng 2-2 lắp không khe hở thì tính toán có gì thay đổi (chỉ nêu điểm khác, không cần tính cụ thể)?
- 4.4. Nếu lực F thay đổi từ $0\dots 2,5\text{KN}$ thì tính toán có gì thay đổi không? Vì sao?

Cho bulông tiêu chuẩn ren hệ mét:

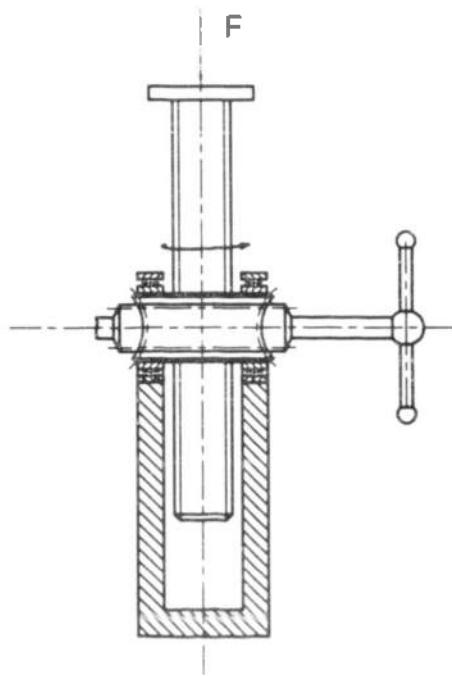
d	10	11	12	14	16	18
d_1	8,376	9,376	10,106	11,835	13,835	15,294

ĐỀ DỰ TRỮ NĂM 2010

Đề số 1 (Đại học Kỹ thuật Công nghiệp Thái Nguyên)

Bài 1. Một kích vít sử dụng ren vuông có đường kính danh nghĩa $d = 34\text{mm}$, bước ren $p = 6\text{mm}$, ren hai đầu mối như sơ đồ hình 5.57.

Biết hệ số ma sát trong ren $f = 0,08$. Đường kính trung bình của vành chặn $d_c = 44\text{mm}$. Tài trọng dọc trực $F = 7,4\text{kN}$. Vít tải được bôi trơn bằng dầu.



Hình 5.57 Kích vít

1.1. Xác định các thông số của ren: Chiều rộng ren, chiều cao ren, đường kính trung bình d_2 , đường kính chân ren d_1 , bước xoắn vít p_z biết ren vuông có chiều cao ren bằng chiều rộng ren.

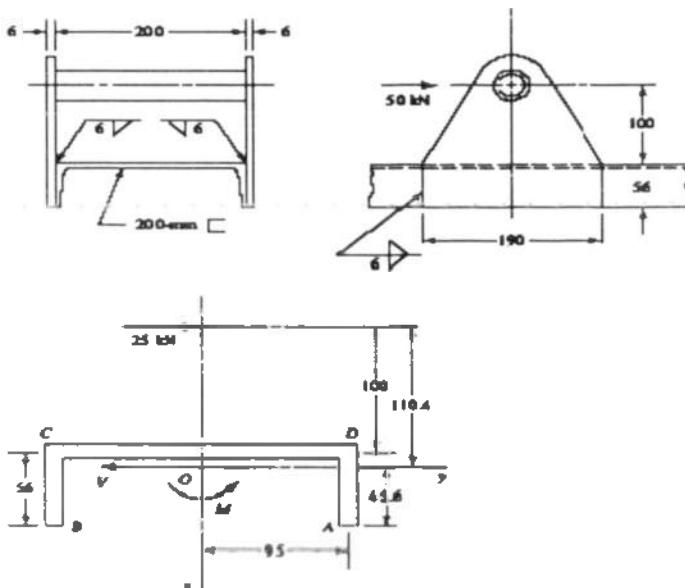
1.2. Xác định mômen xoắn cần thiết khi nâng và hạ tải trong hai trường hợp: ma sát ở vành ô chặn là ma sát trượt với $f_c=0,15$ và ma sát lăn $f_c = 0,02$. Kiểm tra điều kiện tự hãm của ren vít?

1.3. Xác định hiệu suất kích trong trường hợp nâng tải?

1.4. Xác định ứng suất nén và xoắn trong thân vít?

1.5. Xác định ứng suất dập trên ren biết rằng các vòng ren chịu tải không đều: vòng ren thứ nhất chịu lực $0,38F$, vòng thứ hai chịu $0,25F$, vòng thứ ba chịu $0,15F$?

Bài 2. Tải trọng 50kN được truyền đến thanh thép chữ U kích thước $200 \times 56 \times 10\text{mm}$ qua mối hàn kết cấu như hình 5.58. Tính ứng suất lớn nhất sinh ra trong mối hàn.



Hình 5.58. Kết cấu mối hàn

Đề số 2 (Đại học Bách khoa Hà Nội)

Câu 1

1.1. Các loại tiết diện đai. So sánh đai dẹt và đai hình thang về cấu tạo và phạm vi sử dụng.

1.2. Các dạng hỏng và chi tiêu tính toán truyền động đai.

1.3. Cho công thức sau: $Z_t = P_1 K_d / ([P_0] C_a C_o C_l C_z)$

a) Ý nghĩa của các giá trị trong công thức.

b) Vì sao cần tính toán sao cho số đai tính toán Z_t và số đai thực Z chênh lệch nhau ít nhất.

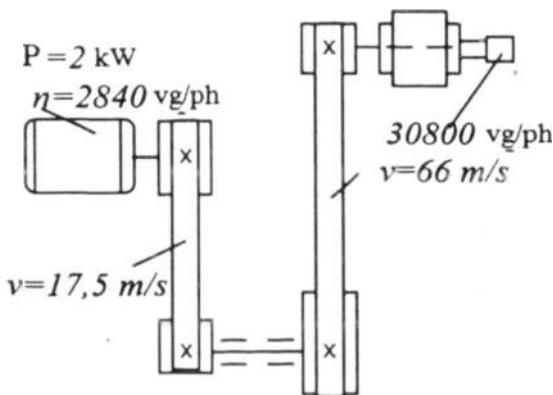
Nêu các giải pháp nhằm đạt được yêu cầu đó.

1.4 Hình 5.59 là sơ đồ động của máy mài trong.

a) Các truyền động đai trong hệ là truyền động gì? (xét về mặt vận tốc trực vào và trực ra)

b) Cần sử dụng loại tiết diện đai nào cho các bộ truyền trong hệ.

c) Chi tiêu tính toán của các bộ truyền đai trong hệ.



Hình 5.59

Câu 2

2.1. Gọi tên các thông số cơ bản trong truyền động cơ khí.

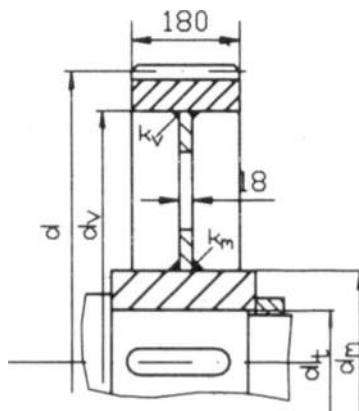
2.2. Vai trò của số vòng quay n trong tính toán thiết kế chi tiết máy?

2.3. Sự thay đổi của chiều quay (cùng chiều kim đồng hồ hoặc ngược lại) và số chiều quay (một hoặc hai chiều) ảnh hưởng như thế nào đến kết quả tính toán thiết kế chi tiết máy?

Câu 3

3.1. Sự phụ thuộc của kết cấu bánh răng bằng thép vào kích thước bánh răng.

3.2. Một bánh răng như hình 5.60 có đường kính chia $d = 800\text{mm}$ được chế tạo bằng cách hàn vành và mayor vào một đĩa tròn. Cho biết: lực pháp tuyến khi ăn khớp $F_n = 80000\text{N}$, $d_v = 755\text{mm}$, $d_m = 350\text{ mm}$, $d = 220\text{mm}$, $l = 380\text{mm}$. Hệ số tập trung ứng suất trên chiều dài mỗi hàn là 3 (chỉ có 1/3 chu vi hàn chịu lực). Tài trọng tĩnh, hàn tay, dùng que hàn 342, ứng suất kéo cho phép của thép $[\sigma_k] = 157\text{MPa}$.



Hình 5.60

a) Xác định các cạnh k_v và k_m của mỗi hàn vành và mỗi hàn mayor vào đĩa tròn. Nhận xét về kết quả tính toán của hai trường hợp.

b) Xác định độ dồn để lắp bánh răng lên trực, biết độ nhám bề mặt trực và bề mặt lỗ bánh răng lần lượt là $R_{z1} = 3.2\mu\text{m}$, $R_{z2} = 6.3\mu\text{m}$; hệ số ma sát $f = 0.05$; hệ số an toàn $K = 1.7$.

Đề số 3 (Trường SP Kỹ thuật Hưng Yên)

Cho một ly hợp ma sát côn có kết cấu như hình 5.61. Xét lò xo 4, biết: đường kính dây $d = 25\text{mm}$; đường kính ngoài $D_0 = 260\text{mm}$; vật liệu làm dây lò xo có $[\tau] = 800\text{MPa}$. Biết $d_1 = 70\text{mm}$; $d_2 = 65\text{mm}$; $d_3 = 45\text{mm}$.

Câu 1 (13 điểm)

- 1.1. Trình bày đặc điểm cấu tạo của lò xo chịu nén.
- 1.2. Trình bày đặc tính của lò xo chịu nén: cách xây dựng; phương trình, ý nghĩa;
- 1.3. Tính lực dọc trực do lò xo tạo ra khi ứng suất sinh ra trong dây lò xo bằng $70\%[\tau]$;
- 1.4. Tính số vòng làm việc cần thiết của lò xo để độ cứng của lò xo vừa bằng 50N/mm .

Câu 2 (13 điểm)

- 2.1. Khi lò xo làm việc, lực dọc trực thay đổi $F_{a\min} \leq F_a \leq F_{a\max}$, hãy tính đường kính phần đầu trực có ren biết $F_{a\min} = 70\% F_{a\max}$; $D_m = 5d_1$; $\alpha = \pi/9$; $f = 0,3$.
- 2.2. Thiết kế lò xo chịu nén là nhằm xác định những thông số nào?
- 2.3. Tính mômen lớn nhất mà ly hợp ma sát côn có thể truyền sang bánh răng.

Câu 3 (14 điểm)

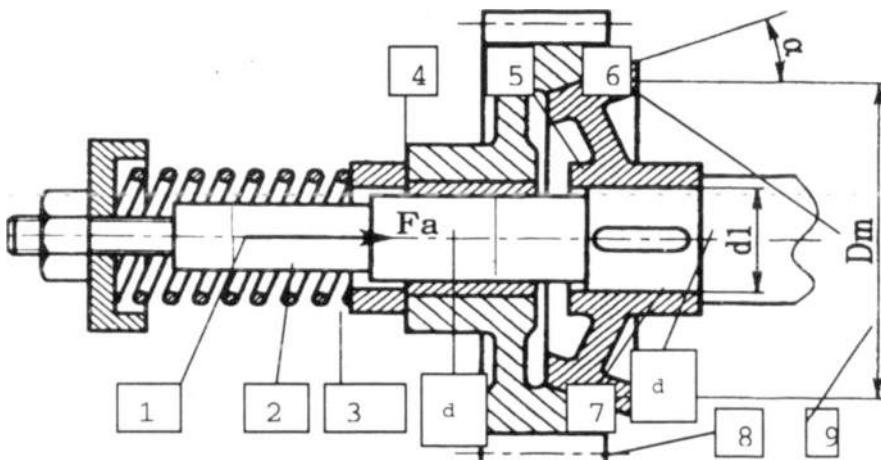
- 3.1. Giá sử chi tiết 8 là bánh răng nghiêng. Phân tích lực ăn khớp cho bánh răng này khi nó quay hai chiều (các chiều tự cho).

3.2. Viết công thức tính sức bền uốn cho chân răng, biết tất cả các thông số kích thước của răng và các lực tác dụng lên chúng. Nếu tính toán độ bền uốn không đảm bảo thì xử lý thế nào?

3.3. Ứng suất uốn thay đổi theo chu trình nào khi bánh răng quay hai chiều. Biểu diễn chu trình ứng suất đó.

3.4. Viết công thức tính chọn then 6. Ứng suất trên then có thay đổi không? Tại sao?

3.5. Phân tích lực tiếp xúc tại vòng tròn đường kính trung bình D_m .



Hình 5.61. Ly hợp côn ma sát

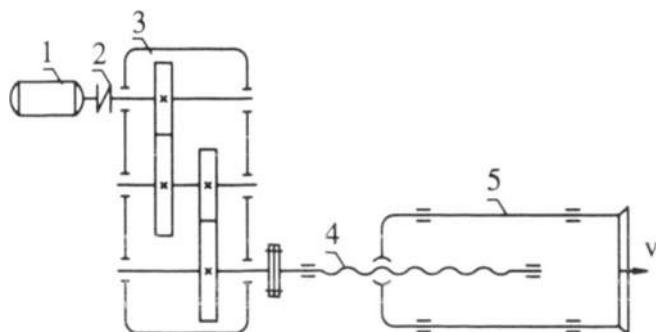
1. Đầu bulông của trục; 2. Đai ốc; 3. Ống tựa lò xo; 4. Lò xo;
5. Ống tỳ; 6. Then băng; 7. Bạc (Ô trượt);
8. Bánh răng kết hợp nửa côn ma sát nón; 9. Nửa côn ma sát.

3.6. Viết công thức tổng quát kiểm tra hệ số an toàn mới cho măt cắt trục đi qua trong vùng có chiều dài rãnh then khi trục quay một chiều. Biết rằng trục lắp ghép với nửa bánh ma sát côn 9 băng then và độ dôi: $\sigma_1 = 0,40\sigma_b$; $\tau_1 = 0,25\sigma_b$; $\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,10$; $K_\sigma = 2,14$; $K_\tau = 1,96$; $[s] = 2,15$:

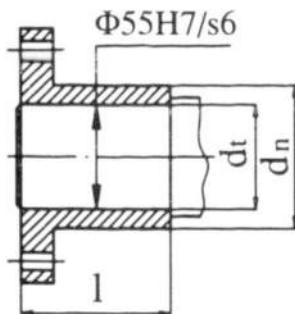
3.7. Viết công thức kiểm nghiệm độ bền mới cho phần đầu trục có ren biết rằng: $F_{min} = 0,75 Fa$; $F_{max} = Fa$; Biết tất cả các thông số kích thước của ren: $d_1, d_2, d; p; \alpha; K_n, K_t$; vật liệu làm trục $\sigma_{0,2}$; σ_b ; σ_{-1} ; $\tau_{-1}; X; \dots$

Đề số 4 (Trường Đại học Hàng hải)

Bài 1 (10đ)



Hình 5.62a. Sơ đồ hệ dẫn động cơ khí: 1 - động cơ điện;
2 - khớp nối ghép với trục bằng độ dài (xem hình 5.62.b);
3 - hộp giảm tốc hai cấp bánh răng trụ khai triển; 4 - vít; 5 - đai ốc



Hình 5.62b. Lắp ghép khớp nối 2 với trục

Cho hệ dẫn động của cơ cấu vít đầy (hình 5.62.a). Động cơ điện 1 có công suất $N_1 = 7\text{ kW}$, số vòng quay $n_1 = 960\text{ vg/ph}$. Hiệu

suất một cùp ổ lăn của hộp giảm tốc là $\eta_{ol} = 0,99$; hiệu suất một cùp bánh răng trụ là $\eta_{br} = 0,98$. Khớp nối 2 được lắp bằng độ dôi với đầu trục (hình 5.62b) theo lắp ghép $\phi 55 \frac{H7}{s6} = \phi 55 \frac{+0,030}{+0,072, -0,053}$; đường kính đầu trục lắp khớp nối là $d_r = 55\text{mm}$, đường kính ngoài của ống lót là $d_n = 80\text{mm}$, chiều dài lắp ghép là $l = 55\text{mm}$; lắp ép; vật liệu của trục và ống lót là thép 45 có môđun đàn hồi là $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$; hệ số Poát xông $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$; độ nhám bề mặt trực là $R_{Z1} = 6,3\mu\text{m}$; độ nhám bề mặt trong của ống lót là $R_{Z2} = 10\mu\text{m}$; hệ số ma sát giữa trực và ống lót là $f = 0,08$.

Bộ truyền vít - đai ốc có ren hình thang cân một mối tiêu chuẩn, với đường kính danh nghĩa $d = 75\text{mm}$; đường kính trung bình $d_2 = 70\text{mm}$; đường kính trong $d_1 = 64\text{mm}$; bước ren $P = 10\text{mm}$; hệ số ma sát thay thế trên ren là $f' = 0,12$; hệ số chiều cao đai ốc $\psi_H = 2$; hệ số chiều cao ren $\psi_h = 0,5$; áp suất cho phép trên bề mặt ren là $[p] = 6 \text{ MPa}$. Vận tốc của đai ốc 5 là $v = 0,02\text{m/s}$.

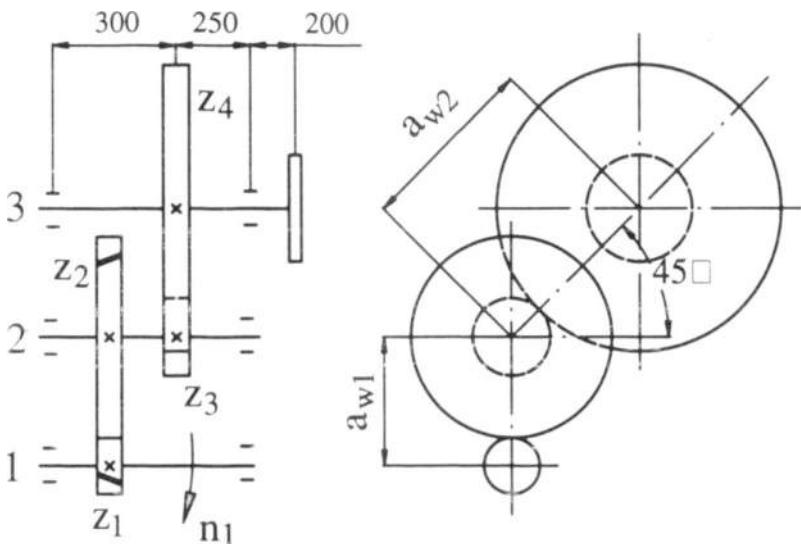
1. Xác định tỷ số truyền u và mômen xoắn T_2 trên trực ra của hộp giảm tốc.
2. Kiểm tra xem mối ghép khớp nối 2 có truyền được mômen xoắn T_1 trên trực đầu của hộp giảm tốc hay không?
3. Xác định lực dọc trực F_a tác dụng lên đai ốc 5 và kiểm tra vít về độ bền mòn. Xác định hiệu suất của khớp ren vít và hiệu suất của bộ truyền vít - đai ốc.

Bài 2 (9d)

Cho hộp giảm tốc bánh răng trụ khai triển (hình 5.63)

Cùp nhanh có khoảng cách trực $a_{w1} = 131\text{ mm}$, môđun pháp m = 2mm, tỷ số truyền $u_1 = 3,81$; mômen xoắn $T_1 = 52985\text{Nmm}$. Bộ truyền cùp nhanh không dịch chỉnh.

Cấp chạc có khoảng cách trục $a_{w2} = 170\text{mm}$; môđun $m = 2\text{mm}$; số răng các bánh răng là $z_3 = 47$, $z_4 = 122$. Sai lệch cho phép của tỷ số truyền ở cả hai cấp là $[\Delta u] = 3\%$.



Hình 5.63

1. Xác định các số răng z_1 , z_2 và góc nghiêng trên hình trục chia β của cấp nhanh. Góc nghiêng nhỏ nhất β_{min} và lớn nhất β_{max} xác định theo những điều kiện nào?

2. Biểu diễn phương chiêu và tính trị số các lực ăn khớp của cấp chạc nếu hiệu suất truyền động lấy xấp xi bằng 1 và đường kính vòng lăn bánh dẫn cấp chạc là $d_{w1} = 95\text{mm}$.

3. Biểu diễn (phương chiêu, điểm đặt) và tính trị số lực từ khớp nối F_k tác dụng lên trục 3 khi tính trục này, nếu đường kính vòng tròn qua tâm chốt của khớp nối là $D_0 = 130\text{mm}$ và lấy $F_k = 0,3 \frac{2T_3}{D_0}$

(khi tính T_3 lấy hiệu suất xấp xi bằng 1)

4. Viết các phương trình để xác định các phản lực ở các gối đỡ trên trục 3 (không cần tính trị số các lực).

Bài 3 (13đ)

Ròng rọc cố định 1 được lắp trên hai tấm thành giống nhau 2 (hình 5.64). Hai tấm thành này lại được hàn với bệ máy 3 bằng bốn mối hàn góc. Góc ôm của dây và bánh ròng rọc là 180° ; lực $F = 35000\text{N}$; góc $\alpha = 30^\circ$; các kích thước $r = 240\text{mm}$, $h_1 = 500\text{mm}$, $h_2 = 30\text{mm}$. Vật liệu của các tấm thành là thép CT2, có ứng suất kéo cho phép là $[\sigma_k] = 150\text{MPa}$.

1. Xác định chiều cao cạnh hàn k nếu hàn thủ công, dùng que hàn E42, ứng suất cắt cho phép của mối hàn $[\tau] = 0,6[\sigma_k]$. Tài trọng tĩnh.

2. Bệ máy 3 được kẹp chặt trên nền bêtông bằng bốn bulong làm bằng vật liệu CT3 có ứng suất kéo cho phép là $[\sigma_k] = 200\text{Mpa}$, kiểu lắp có khe hở; hệ số ngoại lực $\chi = 0,25$; hệ số ma sát giữa bệ máy và nền bêtông là $f = 0,35$; hệ số an toàn chống tách hở và hệ số an toàn chống xê dịch lấy bằng nhau $K = 1,5$; ứng suất dập cho phép của nền bêtông là $[\sigma_d] = 2\text{Mpa}$. Các kích thước của bệ máy là: $a = 500\text{mm}$; $b = 250\text{mm}$; $c = 800\text{mm}$; $l = 350\text{mm}$.

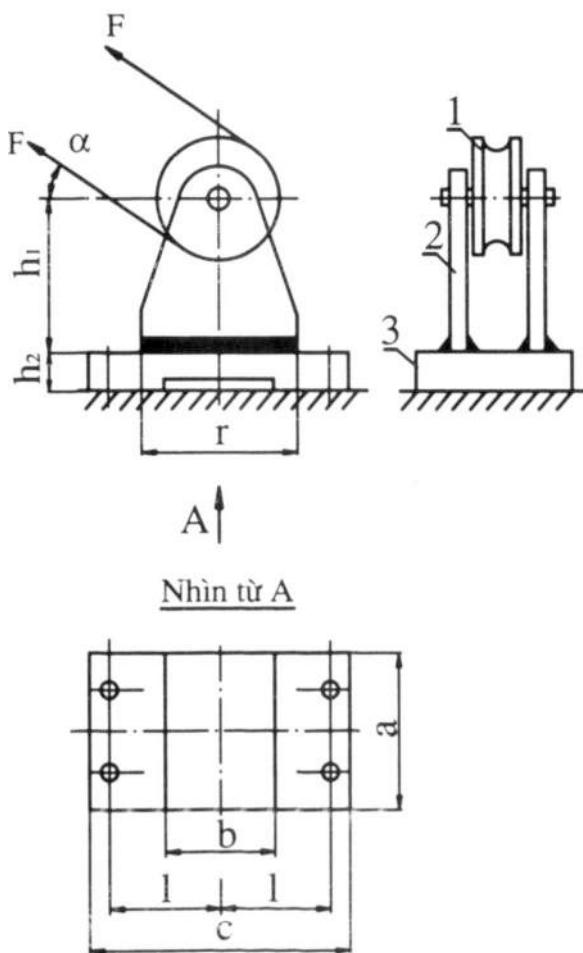
3.1. Tính đường kính các bulong.

3.2. Kiểm tra điều kiện bền dập cho bệ bêtông nếu ứng suất dập cho phép của nó là $[\sigma_d] = 2\text{MPa}$.

3.3. Nếu các bulong đều được lắp không khe hở thì đường lối tính toán được tiến hành như thế nào?

Cho dây đường kính tiêu chuẩn của ren là:

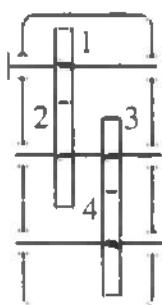
d_1 (mm)	10,106	13,835	17,924	20,752	23,752	26,211	31,670
d (mm)	M12	M16	M20	M24	M27	M30	M36



Hình 5.64

Bài 4 (8đ)

Cho hộp giảm tốc hai cấp bánh răng trụ khai triển (hình 5.65) có tỷ số truyền chung là $u = 12$. Vật liệu ở hai cấp như nhau; hệ số tai trọng tính $K_{H1} = K_{H2}$; hệ số chiều rộng vành răng của cấp chậm $\psi_{ba2} = 4\psi_{ba1}/3$, với ψ_{ba1} là hệ số chiều rộng vành răng cấp nhanh; góc nghiêng trên hình trục chia β ở hai cấp như nhau; hiệu suất truyền động $\eta = 1$.



Hình 5.65 Sơ đồ hộp giảm tốc hai cấp bánh răng trụ khai triển

1. Hãy xác định tỷ số truyền của cấp nhanh u_1 và của cấp chậm u_2 sao cho đường kính các vòng chia của bánh 2 và 4 bằng nhau $d_2 = d_4$ (để bôi trơn được thuận tiện) (5đ)
2. Với những giả thiết đã cho hai cấp bánh răng có đạt độ bền đều về tiếp xúc hay không nếu các hệ số Z_M , Z_H và Z_c ở hai cấp như nhau? Hãy chứng minh điều đó.(3đ)

Đề số 5 (ĐH Bách khoa Hà Nội)

- 1.1. a) Thể nào là ứng suất không đổi và ứng suất thay đổi. Lấy hai ví dụ để minh họa
 b) Tài trọng không đổi có gây nên ứng suất thay đổi không?
 Lấy hai ví dụ để minh họa
- 1.2. a) Ứng suất không đổi và ứng suất thay đổi có liên quan đến dạng phâ hòng của chi tiết máy? Nếu phương pháp tính toán chi tiết máy trong các trường hợp trên thông qua hai ví dụ.
 b) Viết và giải thích các đại lượng trong công thức tính ứng suất cho phép khi:
 - Khi chi tiết chịu ứng suất không đổi.
 - Khi chi tiết chịu ứng suất thay đổi đối xứng với tuổi thọ N_{id}

1.3. a) Các dạng bề mặt tiếp xúc và thông số đặc trưng thường gặp trong các chi tiết máy và các ứng dụng của chúng.

b) Hãy nêu những chi tiết máy mà khi hình dạng bề mặt làm việc thay đổi sẽ làm thay đổi nguyên lý làm việc, phương pháp tính hoặc chất lượng làm việc cũng thay đổi theo (tăng khả năng chịu tải, tăng tuổi thọ hoặc giảm ma sát...) được ứng dụng trong các cơ cấu máy hiện nay.

Câu 2. Một trong những yêu cầu khi thiết kế HGT khai triển hai cấp là cần đảm bảo điều kiện bôi trơn bằng phương pháp ngâm dầu ($c = d_{22}/d_{21} = 1,1 \dots 1,3$), với d_{22} là đường kính vòng chia bánh bị dẫn cấp chậm và d_{21} đường kính vòng chia bánh bị dẫn cấp nhanh

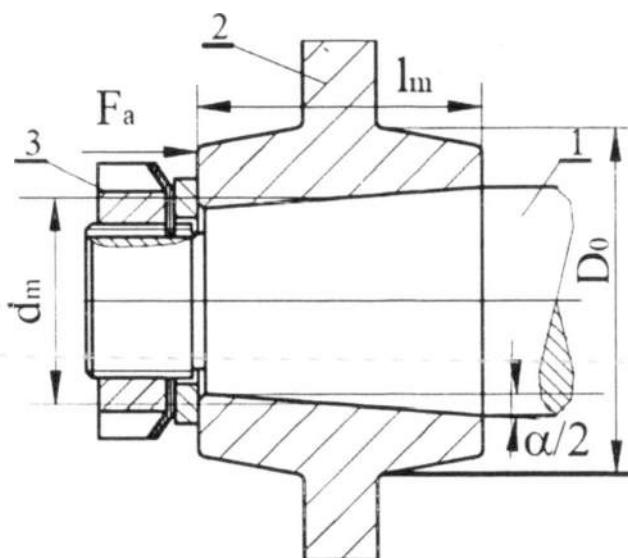
2.1. Nếu các hướng giải quyết khi: $1,1 < c = d_{22}/d_{21} > 1,3$, biết u_1 và u_2 , với $u_h = u_1 \cdot u_2$.

2.2. Do bánh răng trong hộp được thiết kế theo độ bền tiếp xúc và ở cấp nhanh ta tính được $a_{\omega 1}$. Từ điều kiện bôi trơn ở trên, hãy:

a) Xác định $a_{\omega 2}$ theo $a_{\omega 1}$, c và u_i (không sử dụng công thức tính thiết kế để tính $a_{\omega 2}$). Lấy một ví dụ bằng số để minh họa (Theo điều kiện bôi trơn có thể chọn u_1 và u_2 theo quan hệ sau: $u_1 = (1,2 \dots 1,3)u_2$).

b) Chiều rộng bánh răng cấp chậm được xác định như thế nào? Viết biểu thức xác định chiều rộng bánh răng cấp chậm b_2 .

Câu 3. Để truyền mômen xoắn từ trục truyền sang cánh chân vịt như hình vẽ ta sử dụng mối ghép then hoặc mối ghép độ dôi.

**Hình 5.66**

3.1 Theo bạn nên chọn mối ghép nào là hợp lý? Vì sao?

3.2 Nếu sử dụng mối ghép độ dôi thì có thể sử dụng một phương án sau:

- Sử dụng bề mặt là mặt trụ tròn.
- Sử dụng mặt ghép là mặt côn với góc α . Nên sử dụng phương án nào? Vì sao?

3.3 Nếu sử dụng mối ghép độ dôi là mặt côn α , hãy:

- Xác định lực dọc ban đầu để ghép hai chi tiết, biết $d_m = 60\text{mm}$; $l_m = 75\text{mm}$; $\alpha = 6^0$; hệ số ma sát trên bề mặt ghép $f = 0,15$ và $T_{\max} = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$, (d_m đường kính trung bình bề mặt ghép).
- Trong trường hợp này giá trị của góc côn α nên chọn như thế nào? Vì sao?

ĐỀ DỰ TRƯỚC NĂM 2011

Đề số 1 (ĐH Bách khoa Hà Nội)

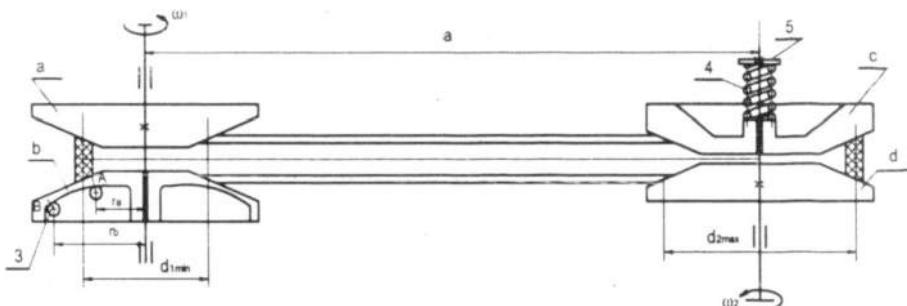
Câu 1

1.1. Khi thiết kế HGT hay bộ phận cơ khí, để sản phẩm có tính công nghệ và tính kinh tế cao thì người thiết kế cần quan tâm đến những vấn đề gì? (thông qua thiết kế HGT để phân tích và minh họa cho những quan điểm trên).

1.2. Vì sao khi thiết kế bánh răng, không nên chọn u là một số nguyên mà nên chọn số không nguyên. Nếu phải chọn u là số nguyên thì khi xác định số răng z_1 và z_2 nên như thế nào? Lấy ví dụ minh họa cho trường hợp có $u = 2$.

1.3. Xác định khoảng cách trực tiếp chật (a_2) trong HGT côn-trục theo điều kiện bôi trơn và đàm bảo không xảy ra hiện tượng chạm trực, biết đường kính đinh bánh răng côn bị dǎn cấp nhanh d_{e2} , đường kính trực thứ ba là $d_{(3)}$, khe hở giữa đinh răng với trực Δ và hằng số $c = d_{22} / d_{21} = d_{e2}$ và tỷ số truyền bánh răng cấp chật u . Về hình minh họa.

Câu 2. Trên hình 5.67 là sơ đồ của hệ thống truyền lực trong xe máy tay ga, ở đó sử dụng truyền động đai vô cấp. Puli sơ cấp (puli chủ động) gồm má cố định "a" và má di động "b". Má di động ép dây đai vào má cố định nhờ lực ly tâm khi con lăn 3 quay với tốc độ n . Puli thứ cấp (puli bị động) gồm má cố định "d" và má di động "c". Má di động ép dây đai vào má cố định nhờ lò xo số 4. Đai ốc và tăm hăm 5 có tác dụng cố định và điều chỉnh lực ép khi cần thiết.



Puli sơ cấp: a) má cố định; b) má di động

Puli thứ cấp: c) má di động; d) má cố định

3- Con lăn tạo lực ép; 4- lò xo tạo lực ép ; 5- Đai ốc + tấm hâm

Hình 5.67

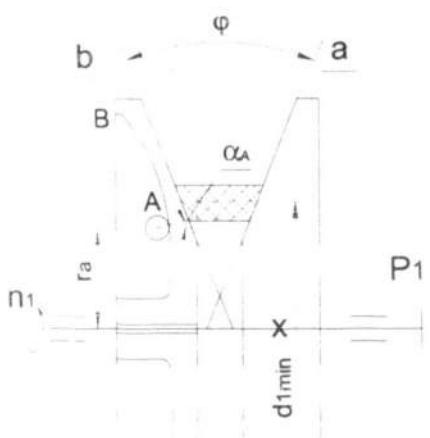
2.1. a) Xác định phạm vi điều chỉnh của biến tốc đai biết $d_{1\min} = d_{2\min} = 63\text{mm}$ và $d_{1\max} = d_{2\max} = 112\text{mm}$.

b) Nếu yêu cầu bạn thiết kế bộ truyền đai thì số liệu để thiết kế bộ truyền chọn như thế nào? Biết công suất $P_1 = 6,5\text{KW}$, khi trục quay với $n_{1\min} = 2550\text{v/ph}$ thì $d_{1\min} = 63\text{mm}$ và ở tốc độ cực đại $n_{1\max} = 8000\text{v/ph}$, $d_{1\max} = 112\text{mm}$.

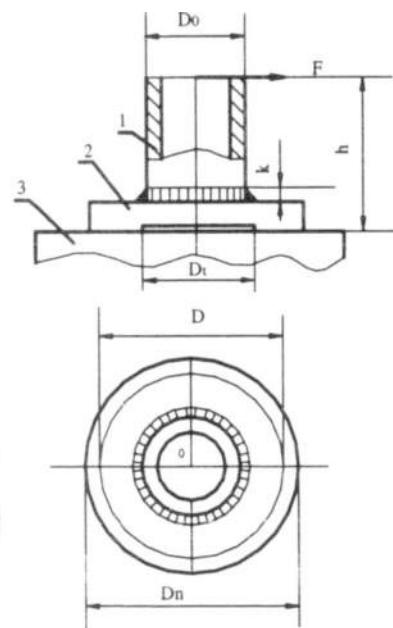
2.2. a) Xác định áp lực pháp tuyến cần thiết giữa dây đai với rãnh bánh đai, biết hệ số ma sát giữa dây đai và bánh đai $f = 0,3$ và góc chêm $\varphi = 40^\circ$.

b) Xác định lực ép dọc trục do mỗi con lăn gây ra khi con lăn tiếp xúc với rãnh tại điểm A, khoảng cách từ tâm con lăn đến tâm trục quay là $r_A = 30\text{mm}$ và trục quay với $n_1 = 2550\text{vg/ph}$, góc áp lực $\alpha_A = 20^\circ$. Cơ cấu sử dụng sáu con lăn, mỗi con lăn có khối lượng m và bù qua trọng lực do khối lượng con lăn gây ra khi tính lực ép.

2.3. Xác định kích thước con lăn (d_c) để tạo lực ép cần thiết lên đĩa di động của bánh đai sơ cấp khi trục quay với tốc độ quay $n_{1\text{ min}} = 2550\text{v/ph.}$, $r_a = 30\text{mm}$; góc áp lực $\alpha_A = 20^\circ$. Con lăn hình trụ với $l = 12\text{mm}$ và trọng lượng riêng của thép là 7850kg/m^3 . Bỏ qua lực do khối lượng của con lăn gây ra (hình 5.68).



Hình 5.68



Hình 5.69

Câu 3. Cho kết cấu (hình 5.69), chi tiết 2 được ghép với đế 4 bằng mối ghép bulông có $z = 4$, tâm các bulông nằm trên vòng tròn có đường kính D . Mỗi ghép chịu lực chịu F không đổi.

3.1. Chọn phương án bố trí bulông hợp lý nhất.

3.2. Tính đường kính bulông theo phương án đã chọn khi sử dụng mối ghép bulông có khe hở. Biết $F = 5500\text{N}$; $h = 100\text{mm}$; hệ số an toàn khi xiết chặt $k = 1.5$; hệ số giảm tải $\lambda = 0.2$; hệ số ma sát $f = 0.3$ và $D = 150\text{mm}$. Bulông bằng thép có $[\sigma]_k = 140\text{MPa}$ và hệ số an toàn cho phép khi không kiểm tra lực xiết $[s] = 2$, $D_t = 100\text{mm}$, $D_n = 180\text{mm}$.

3.3. Chứng minh rằng khi với mọi giá trị của α lực xiết V luôn xác định theo điều kiện tách rời. Bulông chọn ở trên có đủ bền không với mọi giá trị của α . Nếu $h = 50\text{mm}$ thì với giá trị nào của α lực xiết V xác định theo điều kiện trượt bề mặt ghép.

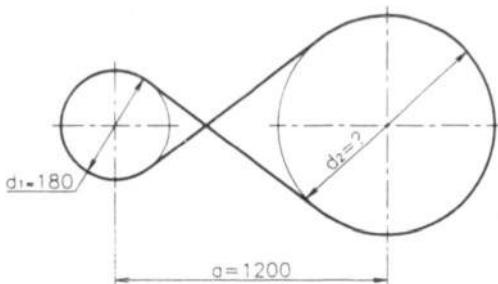
3.4. Kiểm tra xem với đường kính bulông đã tính, mối ghép có thể lắp ghép được không, biết kích thước cạnh hàn $k = 5\text{mm}$, đường kính ống $D_0 = 100\text{mm}$.

ĐỀ DỰ TRỮ NĂM 2012

Đề số 1 (Đại học Bách khoa TP HCM)

Bài 1. Bộ truyền đai dẹt truyền công suất $P = 8\text{kW}$ có hai trục quay song song ngược chiều. Cho trước các thông số: đường kính các bánh đai $d_1 = 180\text{mm}$ (hình 5.70), số vòng quay bánh dẫn $n_1 = 1120\text{vg/ph}$, khoảng cách trục $a = 1200\text{mm}$, hệ số ma sát giữa đai và bánh đai là $f = 0,28$, lực căng đai ban đầu $F_0 = 800\text{N}$. Sử dụng đai vải cao su có chiều dày đai $\delta = 6\text{mm}$ và chiều rộng $b = 125\text{mm}$. Khối lượng riêng của đai 970kg/m^3 . Hãy xác định:

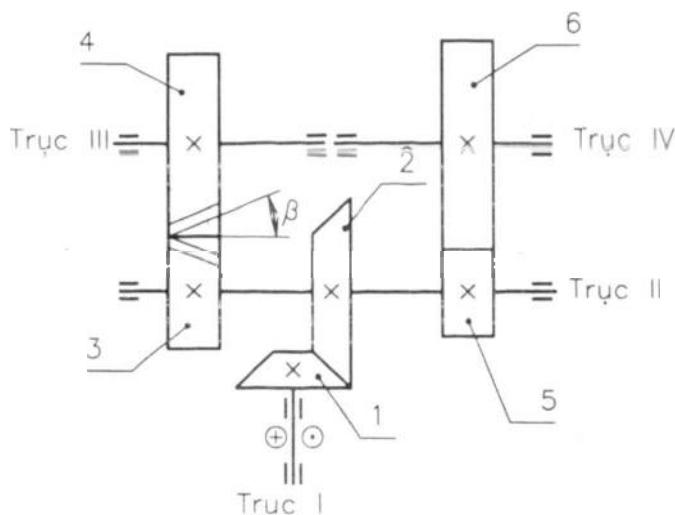
- Lực vòng có ích F_r .
- Lập công thức xác định góc ôm đai α_1 và chiều dài đai L theo đường kính d_1 , d_2 và khoảng cách trục a .
- Tính giá trị góc ôm α_1 để không xảy ra hiện tượng trượt trơn, suy ra tỷ số truyền u và đường kính d_2 tối đa là bao nhiêu?
- Nếu tỷ số truyền $u = 2$ thì hệ số ma sát f tối thiểu bằng bao nhiêu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn?



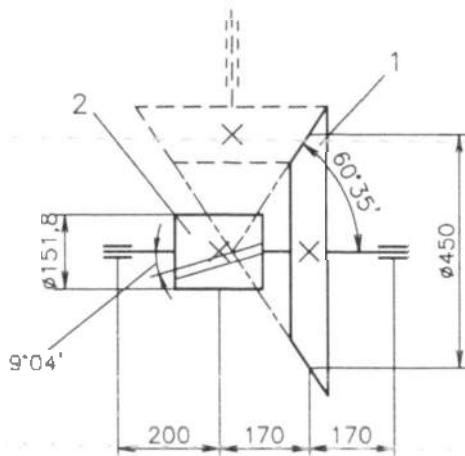
Hình 5.70

Bài 2. Hệ thống truyền động như hình 5.71 (truyền từ trục I sang trục III và trục IV) với 1, 2 – bánh răng côn răng thẳng có môđun m_e ; 3, 4 – bánh răng trụ răng nghiêng có môđun m_n ; 5, 6 – bánh răng trụ răng thẳng có môđun m . Cho biết số vòng quay trục I là $n_1 = 960 \text{ v/g/ph}$. Số răng các bánh răng: $z_1 = 18$, $z_2 = 36$, $z_3 = 25$, $z_4 = 50$, $z_5 = 20$, $z_6 = 60$. Môđun các cặp bánh răng như nhau $m = m_n = m_e = 4 \text{ mm}$. Góc ăn khớp các cặp bánh răng $\alpha = 20^\circ$. Xác định:

- Tìm giá trị góc nghiêng β để trục III và IV đồng tâm.
- Xác định số vòng quay các trục III và IV.
- Xác định phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng.
- Xác định giá trị các lực tác dụng lên các bánh răng biết rằng mômen xoắn trên trục I, $T_1 = 80000 \text{ Nmm}$.

**Hình 5.71**

Bài 3. Trục trung gian hộp giảm tốc bánh răng côn - trụ (hình 5.71) truyền chuyển động từ bánh bị dẫn 1 sang bánh dẫn 2. Mômen xoắn trên trục $T = 2810\text{Nm}$. Biết rằng ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F] = 45\text{MPa}$. Xác định.

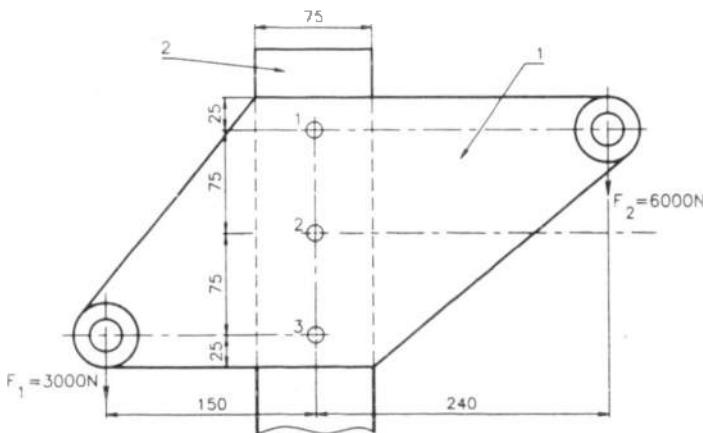


Hình 5.72

- a) Phân tích phương chiều và xác định các giá trị lực tác dụng lên bánh răng.
- b) Tính phản lực và vẽ các biểu đồ mômen tác dụng lên trục, tính đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm.
- c) Mômen uốn, đường kính trục sẽ thay đổi như thế nào nếu ta thay đổi chiều quay trục?

Bài 4. Một tấm phẳng 1 chịu tác dụng tải trọng $F_1 = 3000\text{N}$ và $F_2 = 6000\text{N}$ và được giữ chặt trên cột bêtông 2 bằng nhóm ba bulông như hình 5.73. Sử dụng mối ghép bulông có khe hở. Vật liệu bulông là thép CT3 có giới hạn bền kéo cho phép $[\sigma_k] = 120\text{ MPa}$. Hệ số ma sát giữa các tấm ghép $f = 0.30$, hệ số an toàn $k = 1.5$. Hãy xác định:

- a) Tải trọng lớn nhất tác dụng lên bulông.
 - b) Xác định đường kính d_1 và chọn bulông.
 - c) Kiểm tra độ bền dập của cột bê tông, biết rằng $[\sigma_d] = 2\text{MPa}$.
 - c) Chọn bulông trong trường hợp sử dụng mối ghép bulông không có khe hở.



Hình 5.73

Đề số 2 (Đại học Bách khoa TP.HCM)

Bài 1

1.1. Chứng tỏ rằng ứng suất sinh ra trong dây đai thay đổi theo chu kỳ? Trình bày công thức xác định ứng suất nhỏ nhất và lớn nhất sinh ra trong dây đai? Tại sao phải giới hạn đường kính bánh đai nhỏ và chiều dày đai? Các biện pháp tăng tuổi thọ đai.

1.2. Vận tốc trên xích dẫn, xích bị dẫn và dây xích có bằng nhau không? Tại sao?

1.3. Tại sao giới hạn số răng nhỏ nhất và lớn nhất của đĩa xích? Số mắt xích và số răng đĩa xích nên chọn số chẵn hay số lẻ? Giải thích.

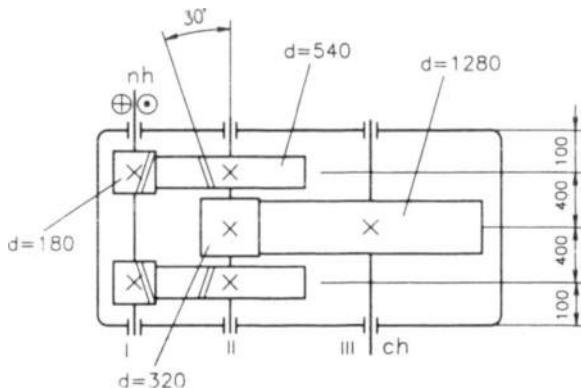
Bài 2.

2.1. Tại sao phải dịch chỉnh răng? Chứng tỏ rằng ứng suất uốn σ_F và tiếp xúc σ_H trên răng thay đổi theo chu kỳ.

2.2. Trình bày sự ảnh hưởng góc ăn khớp α_w và hệ số trung khớp ϵ_u đến độ bền tiếp xúc răng. Cặp bánh răng bằng gang được thay thế bởi cặp bánh răng bằng thép có cùng kích thước, khi đó ứng suất tiếp xúc tính toán thay đổi như thế nào?

2.3. Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có môđun pháp $m_n = 4\text{mm}$, góc nghiêng răng $\beta = 15^\circ$, chiều rộng vành răng $b = 30\text{ mm}$, hệ số trung khớp ngang $\epsilon_a = 1.4$. Xác định trên vùng ăn khớp có nhiều nhất bao nhiêu đôi răng ăn khớp.

Bài 3. Hộp giảm tốc bánh răng trụ hai cấp phân đôi trên hình 5.74. Mômen xoắn trên trực cấp nhanh (trục I) $T_1 = 240000\text{Nmm}$. Yêu cầu:



Hình 5.74

- 3.1. Tính đường kính trục II và vẽ sơ đồ kết cấu trục, biết rằng ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F] = 60 \text{ MPa}$.
- 3.2. Nếu thay đổi chiều quay thì đường kính trục có cần thay đổi không? Giải thích.
- 3.3. Giải thích tại sao trong các bộ truyền bánh răng nghiêng thông thường góc nghiêng răng chọn trong khoảng từ 8° đến 20° , còn trong bánh răng chữ V thì từ 30° ... 40° .

Bài 4.

- 4.1. Giải thích tại sao ren ghép chật ta sử dụng ren tam giác, còn trong cơ cấu vít thì sử dụng ren vuông hoặc hình thang.
- 4.2. Ren hệ mét có một mối ren với bước ren $p = 2 \text{ mm}$, $d_2 = 14.701 \text{ mm}$, hệ số ma sát bề mặt ren $f = 0,25$. Chứng minh rằng mỗi ghép ren có khả năng tự hãm.
- 4.3. Tại sao trong mối ghép ren ta phải sử dụng các biện pháp để chống long ren. Chiều cao đai ốc và chiều sâu bắt vít vào chi tiết ghép có tỷ lệ như thế nào với đường kính d , dựa vào đâu ta chọn tỷ lệ này?

ĐỀ DỰ TRỮ NĂM 2013

Đề số 1 (Đại học Xây dựng Hà Nội)

Câu 1

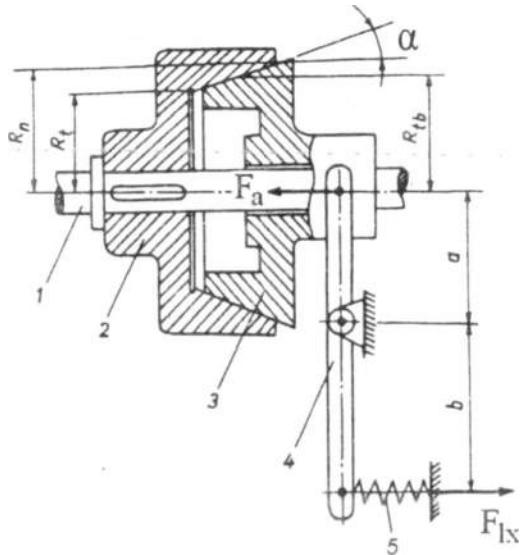
- 1.1. Vì sao trong truyền động trực vít phải tiêu chuẩn hóa cảm và q?
- 1.2. Chứng tỏ rằng trong truyền động trực vít có hiện tượng trượt dọc ren với vận tốc trượt V_1 lớn? Nếu ánh hưởng của V_1 đến khả năng làm việc của bộ truyền.

1.3. Vì sao trong thực tế ít sử dụng bánh vít dẫn động?

1.4. Nếu các dạng hòng trong truyền động trực vít. Vì sao lại tính truyền động trực vít theo độ bền tiếp xúc và chỉ tính với bánh vít?

1.5. Vì sao phải tính truyền động trực vít về nhiệt? Nếu giải pháp khi $t^0 > [t^0]$.

Câu 2. Chúng tôi rằng tỷ số truyền bộ truyền xích là một đại lượng thay đổi? Tại sao phải hạn chế số răng đĩa xích nhỏ và lớn? Vì sao số mắt xích phải là một số chẵn nhưng số răng đĩa xích nhỏ nên chọn lẻ? Khi nào nên dùng xích nhiều dây?



Hình 5.75

Câu 3. Phanh nón có kết cấu như hình 5.75, trong đó nón ngoài 2 lắp bằng then với trục 1, nón trong 3 không quay và dịch chuyển dọc trục phanh với lực ép F_a do lò xo kéo 5 thông qua tay đòn 4.

3.1. Tìm quan hệ giữa lực ép F_a và mômen xoắn T. Tính giá trị F_a nếu cho trước $T = 12000 \text{ Nmm}$, hệ số an toàn $k = 1,5$; $R_{tb} = 80 \text{ mm}$; hệ số ma sát bỉ mặt phanh $f = 0,3$; $\alpha = 12^\circ$.

- 3.2. Phân tích sự phụ thuộc khả năng tải vào góc α . Góc α nên chọn như thế nào so với góc ma sát tĩnh ϕ .
- 3.3. Tính bề rộng làm việc của phanh (áp suất phân bố đều trên bề mặt phanh p).
- 3.4. Tính lực ép của lò xo để đóng phanh, biết $a/b = 0,5$; hiệu suất của tay đòn $\eta = 1$.
- 3.5. Tính đường kính dây lò xo d và đường kính trung bình của lò xo D khi lực ép $F_a = F_{max} = 3000N$, hệ số đường kính $c = 6$, $[\tau] = 800Mpa$.

Đề số 2 (Đại học Bách khoa TP Hồ Chí Minh)

Bài 1 (14đ)

- 1.1. Chứng tỏ rằng ứng suất sinh ra trong đai thay đổi theo chu kỳ? Trình bày công thức xác định ứng suất nhỏ nhất và lớn nhất sinh ra trong dây đai? Tại sao phải giới hạn đường kính bánh đai nhỏ và chiều dày đai?
- 1.2. Tại sao hiệu suất bộ truyền đai thang thấp hơn bộ truyền đai dẹt?
- 1.3. Tại sao ma sát và mòn trong ổ đùa nhỏ hơn ổ bi? Tại sao số vòng quay cho phép ổ bi chặn nhỏ hơn ổ bi đỡ và ổ bi đỡ chặn?
- 1.4. Ảnh hưởng độ nhớt dầu bôi trơn và số vòng quay đến hệ số ma sát trong ổ trượt? Khi nào ta sử dụng ổ bôi trơn khí?
- 1.5. Phân biệt bulông, vít và vít cấy. Tại sao bước ren đầu vít cấy bắt vào chi tiết ghép có bước ren p lớn hơn đầu vít viết đai ốc?

1.6. Ren hở mét có một mối ren với bước ren $p = 2\text{mm}$, $d_2 = 14.701\text{mm}$, hệ số ma sát bề mặt ren $f = 0,15$. Chứng minh rằng, mối ghép bulông có khả năng tự hãm.

1.7. Tại sao trong mối ghép bulông sau một thời gian làm việc thì đai ốc bị tháo? Chiều cao đai ốc và chiều sâu bắt vít vào chi tiết ghép có tỷ lệ như thế nào với đường kính d , dựa vào đâu ta chọn tỷ lệ này?

Bài 2 (13 đ)

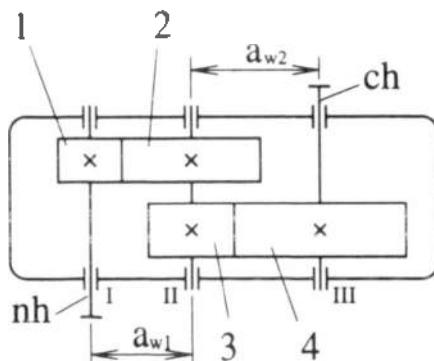
2.1. Cặp bánh răng bằng gang được thay thế bởi cặp bánh răng bằng thép có cùng kích thước, khi đó ứng suất tiếp xúc tính toán thay đổi như thế nào?

2.2. Khi nào ta tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng kín, bôi trơn tốt theo độ bền uốn?

2.3. Để truyền công suất P_1 (kW), số vòng quay n_1 (vg/ph) và tỉ số truyền u ta sử dụng một trong các bộ truyền sau đây: 1) Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng kín, bôi trơn tốt; 2) Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng hở; 3) Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng kín, bôi trơn tốt; 4) Bộ truyền bánh răng côn răng thẳng kín, bôi trơn tốt; 5) Bộ truyền xích con lăn; 6) Bộ truyền đai dẹt; 7) Bộ truyền đai thang. Sắp xếp theo thứ tự tăng dần kích thước các bộ truyền?

2.4. Khi tính toán thiết kế theo độ bền tiếp xúc, đầu tiên ta xác định khoảng cách trục a_w , sau đó chọn môđun $m = (0,01 \dots 0,02)a_w$. Theo bạn nên chọn môđun m nhỏ hay lớn? Tại sao?

2.5. Cho hộp giảm tốc hai cấp bánh răng trụ răng thẳng dạng khai triển (hình 5.76) có tỷ số truyền chung $u_{ch} = 24$. Giả sử hệ số chiều rộng vành răng cấp nhanh $\psi_{ba1} = 0,315$, cấp chậm $\psi_{ba2} = 0,5$. Xác định tỷ số truyền của cặp cấp nhanh u_1 và cấp chậm u_2 để đảm điều kiện bôi trơn $d_2 = d_4$ và độ bền đều tiếp xúc trên hai cặp bánh răng?



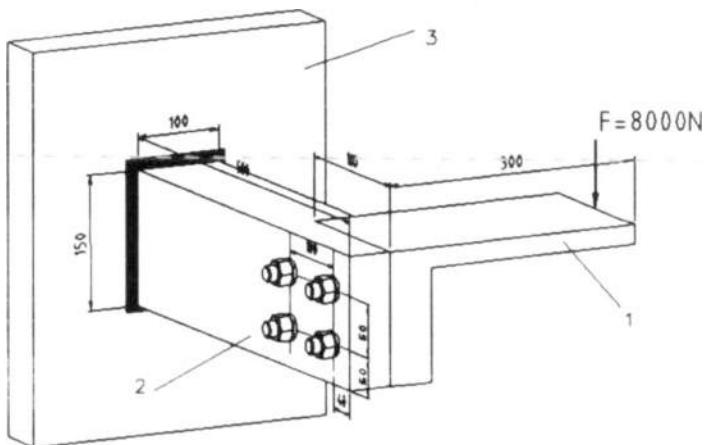
Hình 5.76

Bài 3 (13d) Chi tiết 1 được ghép cố định trên thanh 2 nhờ vào bốn bulông như hình 5.76. Thanh 2 được cố định với thân máy 3 bằng mối hàn góc. Cho các kích thước như hình 5.77. Tải trọng không đổi tác dụng $F = 8000N$, bỏ qua khối lượng các chi tiết. Ứng suất kéo cho phép của bulông $[\sigma_k] = 120MPa$; hệ số ngoại lực mối ghép ren $\chi = 0,25$; hệ số ma sát giữa thanh 1 và 2 là $f = 0,30$; hệ số an toàn chống tách rời và chống trượt lấy nhau $k = 1,4$. Phương pháp hàn thủ công, dạng que hàn Φ42, ứng suất cắt cho phép của các mối hàn $[\tau] = 80MPa$. Tải trọng tĩnh.

Xác định:

1. Lực xiết bulông V?
2. Chọn bulông nếu vật liệu bulông là thép có cấp bền 8.8 (giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 640MPa$, hệ số an toàn S = 2).

3. Công thức tính ứng suất sinh ra trong mối hàn?
4. Kích thước mối hàn? Cho biết giới hạn chảy vật liệu chỉ tiết ghép $\sigma_{ch} = 240 \text{ MPa}$, hệ số an toàn $[S] = 1,5$.



Hình 5.77

PHỤ LỤC 1

DANH SÁCH ĐẠT GIẢI CHI TIẾT MÁY CÁC NĂM

PL1.1. GIẢI ĐÔNG ĐỘI

PL1.1.1. Thống kê theo năm

Năm	Năm		
	Giải Nhất	Giải Nhì	Giải Ba
2002	HV Kỹ thuật Quân sự	ĐH KTCN Thái Nguyên	ĐH Bách khoa Hà Nội
2003	ĐH KTCN Thái Nguyên	ĐH Thủy lợi Hà Nội	HV Kỹ thuật Quân sự
2004	ĐH Bách khoa Hà Nội	ĐH KTCN Thái Nguyên	ĐH GT Vận tải TP HCM
2005	ĐH KTCN Thái Nguyên	ĐH Bách khoa Hà Nội	HV Kỹ thuật Quân sự
2006	ĐH KTCN Thái Nguyên	ĐH Bách khoa Hà Nội	HV Kỹ thuật Quân sự
2007	HV Kỹ thuật Quân sự	ĐH KTCN Thái Nguyên	+ ĐH Bách khoa Hà Nội + ĐH Hàng hải Việt Nam
2008	ĐH Bách khoa Hà Nội	ĐH KTCN Thái Nguyên	HV Kỹ thuật Quân sự
2009	HV Kỹ thuật Quân sự	ĐH KTCN Thái Nguyên	+ ĐH Hàng hải Việt Nam + ĐH Bách khoa Hà Nội
2010	HV Kỹ thuật Quân sự	ĐH Hàng hải Việt Nam ĐH Xây dựng Hà Nội	+ ĐH KTCN Thái Nguyên + ĐH Bách khoa TP HCM
2011	HV Kỹ thuật Quân sự	ĐH Bách khoa TP HCM	+ ĐH Hàng Hải + ĐH KTCN Thái Nguyên
2012	HV Kỹ thuật Quân sự	ĐH Bách khoa Hà Nội	ĐH KTCN Thái Nguyên
2013	ĐH Bách khoa TP HCM	HV Kỹ thuật Quân sự	

PL1.1.2. Thống kê theo trường

PL1.2. GIẢI CÁ NHÂN

PL1.2.1. Giải nhất

Năm	Họ và tên	Trường
2002	Nguyễn Văn Xuân	ĐH Bách khoa Hà Nội
2003		
2004	Nguyễn Thế Trực	ĐH Bách khoa Hà Nội
2005	1. Trần Thị Phương Thảo	ĐH KTCN Thái Nguyên
	2. Vũ Quốc Việt	ĐH KTCN Thái Nguyên
2006	Nguyễn Minh Tuấn	ĐH KTCN Thái Nguyên
2007	1. Nguyễn Trọng Tùng	ĐH Bách khoa Hà Nội
	2. Trịnh Xuân Hiệp	HV Kỹ thuật Quân sự
2008	Đinh Khắc Toàn	ĐH Bách khoa Hà Nội
2009	Lê Trương Liên	HV Kỹ thuật Quân sự
2010	1. Vũ Anh Tuấn	ĐH Xây dựng Hà Nội
	2. Đặng Bảo Long	ĐH Bách khoa TP HCM
2011	1. Trần Văn Hiệp	HV Kỹ thuật Quân sự
	2. Nguyễn Văn Chéc	ĐH KTCN Thái Nguyên
2012	Phan Hoàng Cương	HV Kỹ thuật Quân sự
2013	Phan Phước Thiện	ĐH Bách khoa TP HCM

PL1.2.2. Giải nhì

Năm	Họ và tên	Trường
2002	1. Phạm Trung Kiên	HV Kỹ thuật Quân sự
	2. Từ Minh Kiên	ĐH Bách khoa Hà Nội
	3. Lê Anh Tuấn	HV Kỹ thuật Quân sự
2003	1. Nguyễn Thị Thanh Nga	ĐH KTCN Thái Nguyên
	2. Nguyễn Thế Đoàn	ĐH KTCN Thái Nguyên
	3. Đoàn Tất Khoa	HV Kỹ thuật Quân sự
	4. Nguyễn Đức Thuận	HV Kỹ thuật Quân sự
2004	1. Nguyễn Tuấn Hưng	ĐH Bách khoa Hà Nội
	2. Đoàn Thị Thanh Huyền	ĐH Bách khoa Hà Nội
	3. Nguyễn Danh Chấn	ĐH GTVT TP HCM
	4. Đào Duy Sơn	ĐH KTCN Thái Nguyên
2005	1. Lương Ngọc Linh	HV Kỹ thuật Quân sự
	2. Đỗ Tuấn Vinh	ĐH Bách khoa Hà Nội
	3. Lê Thị Bích Nam	ĐH Bách khoa Hà Nội
	4. Đặng Quang Minh	ĐH KTCN Thái Nguyên
	5. Nguyễn Văn Tịnh	ĐH Xây dựng Hà Nội
	6. Phan Thị Thu Hà	ĐH KTCN Thái Nguyên
2006	1. Nguyễn Trọng Tùng	ĐH Bách khoa Hà Nội
	2. Đỗ Ngọc Dương	ĐH KTCN Thái Nguyên
2007	1. Tạ Văn Thật	ĐH KTCN Thái Nguyên
	2. Nguyễn Ngọc Quỳnh	Đại Học Lâm nghiệp
	3. Nguyễn Văn Khánh	ĐH Bách khoa TP HCM
	4. Lê Xuân Hùng	HV Kỹ thuật Quân sự
2008	1. Nguyễn Văn Dương	ĐH KTCN Thái Nguyên
	2. Võ Kiên Trung	ĐH Bách khoa Hà Nội
2009	1. Nguyễn Thiên Trung	ĐH Bách khoa Hà Nội
	2. Lê Văn Nhài	ĐH KTCN Thái Nguyên
2010	1. Văn An Mai	HV Kỹ thuật Quân sự
	2. Nguyễn Hoàng Anh Tuấn	ĐH Bách khoa TP HCM
	3. Hoàng Văn Huân	HV Kỹ thuật Quân sự

	1. Lê Trọng Tài	ĐH Bách khoa TP HCM
2011	2. Nguyễn Gia Khôi	HV Kỹ thuật Quân sự
	3. Nguyễn Tuyên Vũ	HV Kỹ thuật Quân sự
	1. Nguyễn Văn Hướng	HV Kỹ thuật Quân sự
2012	2. Nguyễn Văn Cường	HV Kỹ thuật Quân sự
	3. Nguyễn Thiên Bách	ĐH Bách khoa Hà Nội
2013	1. Trần Minh Tuyên	HV Kỹ thuật Quân sự
	2. Hoàng Kim Huy	ĐH Bách khoa Hà Nội

PL1.2.3. Giải ba

Năm	Họ và tên	Trường
2002	Đỗ Văn Minh	HV Kỹ thuật Quân sự
	Nguyễn Sĩ Hiển	ĐH Bách khoa Hà Nội
	Nguyễn Minh Tuấn	HV Kỹ thuật Quân sự
	Lê Văn Thắng	ĐH KTCN Thái Nguyên
	Trần Quốc Trung	ĐH GTVT Hà Nội
	Nguyễn Thái Hòa	ĐH KTCN Thái Nguyên
	Nguyễn Trung Kiên	ĐH KTCN Thái Nguyên
	Lê Ngọc Quyên	HV Kỹ thuật Quân sự
	Đỗ Văn Dưỡng	ĐH Bách khoa Hà Nội
	Phạm Minh Hải	ĐH Bách khoa Hà Nội
2003	Đinh Thái Hướng	HV Kỹ thuật Quân sự
	Nguyễn Ngọc Lâm	HV Kỹ thuật Quân sự
	1. Dương Thị Thành Ngân	ĐH KTCN Thái Nguyên
	2. Lã Đỗ Khánh Linh	ĐH KTCN Thái Nguyên
	3. Vương Văn Thành	ĐH Bách khoa Hà Nội
2004	4. Hồ Thanh Tâm	ĐH Bách khoa TP HCM
	5. Nguyễn Thành Tuấn	ĐH KTCN Thái Nguyên
	1. Phạm Đức An	ĐH Bách khoa Hà Nội
	2. Phạm Mỹ Tiến	ĐH Bách khoa Hà Nội
	3. Nguyễn Đình Tiên	ĐH Bách khoa Hà Nội
	4. Nguyễn Trung	ĐH Bách khoa Hà Nội
	5. Nguyễn Đức Thực	HV Kỹ thuật Quân sự

	6. Nguyễn Văn Tịnh	ĐH Xây dựng Hà Nội
	7. Lê Thị Thu Thùy	ĐH KTCN Thái Nguyên
	8. Phạm Quang Trung	Học viện PKKQ
	1. Lương Hồng Vinh	ĐH KTCN Thái Nguyên
	10. Lê Trọng Nguyên	ĐH KTCN Thái Nguyên
	11. Nguyễn Quang Sang	ĐH KTCN Thái Nguyên
	12. Đào Xuân Tùng	ĐH Bách khoa Hà Nội
	13. Trần Nhật Khoa	ĐH Bách khoa TP HCM
	14. Đỗ Thị Làn	ĐH KTCN Thái Nguyên
2005	2. Nguyễn Quốc Doanh	ĐH Hàng hải Việt Nam
	3. Trương Đức Ngọc	ĐH KTCN Thái Nguyên
	4. Nguyễn Đức Thọ	ĐH KTCN Thái Nguyên
	5. Phan Trọng Quang	ĐH Bách khoa TP HCM
	6. Phạm Ngọc Duy	ĐH KTCN Thái Nguyên
	7. Nguyễn Văn Hoan	HV Kỹ thuật Quân sự
	8. Phạm Quang Cường	ĐH Bách khoa Hà Nội
	9. Dương Xuân Biên	HV Kỹ thuật Quân sự
	1. Nguyễn Văn Hoan	HV Kỹ thuật Quân sự
	2. Đỗ Văn Thắng	ĐH KTCN Thái Nguyên
	3. Trịnh Văn Vĩnh	ĐH KTCN Thái Nguyên
2006	4. Triệu Thị Thu Trang	ĐH Hàng hải Việt Nam
	5. Hoàng Minh Tuấn	HV Kỹ thuật Quân sự
	6. Lưu Triều Phát	ĐH Bách khoa TP HCM
	7. Vũ Đức Tuyên	ĐH Bách khoa TP HCM
	1. Lê Thach Tài	HV Kỹ thuật Quân sự
	2. Nguyễn Văn Hoan	ĐH Bách khoa Hà Nội
	3. Nguyễn Duy Hỗ	HV Kỹ thuật Quân sự
2007	4. Nguyễn Trường Hải	ĐH Bách khoa TP HCM
	5. Chu Văn Thùy	ĐH Hàng hải Việt Nam
	6. Lê Đăng Mạnh	ĐH Xây dựng Hà Nội
	7. Nguyễn Bình Nam	ĐH Xây dựng Hà Nội
	1. Nguyễn Bá Học	ĐH KTCN Thái Nguyên
2008	2. Lê Văn Tuấn	ĐH KTCN Thái Nguyên
	3. Nguyễn Trọng Tiến	HV Kỹ thuật Quân sự

	4. Hà Đức Thuận	ĐH KTCN Thái Nguyên
	5. Đặng Văn Dũng	ĐH Thủy lợi Hà Nội
	6. Đoàn Thành Công	ĐH Bách khoa TP HCM
2009	1. Đỗ Trung Kiên	ĐH Hàng hải Việt Nam
	2. Dương Văn Cường	ĐH Hàng hải Việt Nam
	3. Bùi Văn Hòa	HV Kỹ thuật Quân sự
	4. Cù Xuân Phong	HV Kỹ thuật Quân sự
	5. Nguyễn Mạnh Hùng	HV Kỹ thuật Quân sự
	6. Trương Xuân Trường	ĐH Bách khoa TP HCM
	7. Nguyễn Văn Tiến	ĐH KTCN Thái Nguyên
	8. Nguyễn Minh Tuấn	HV Kỹ thuật Quân sự
2010	1. Lê Hoàng Hiệp	HV Kỹ thuật Quân sự
	2. Bùi Trọng Yên	HV Kỹ thuật Quân sự
	3. Phạm Văn Viễn	ĐH Hàng hải Việt Nam
	4. Nguyễn Hồng Đen	ĐH Bách khoa TP HCM
	5. Hồ Hoàng Kiếm	ĐH Bách khoa TP HCM
	6. Nguyễn Việt Thanh	ĐH Bách khoa Hà Nội
2011	1. Phạm Văn Đoan	ĐH Hàng hải Việt Nam
	2. Nguyễn Bá Hiếu	ĐH Bách khoa TP HCM
	3. Nguyễn Văn Giang	ĐH Hàng hải Việt Nam
	4. Dương Văn Hiếu	ĐH KTCN Thái Nguyên
	5. Đinh Gia Ninh	ĐH Bách khoa Hà Nội
	6. Thân Trọng Khánh Đại	ĐH Bách khoa TP HCM
2012	1. Nguyễn Huy Khởi	ĐH KTCN Thái Nguyên
	2. Nguyễn Văn Khoa	ĐH GTVT Hà Nội
	3. Đỗ Quyết Thắng	ĐH KTCN Thái Nguyên
	4. Nguyễn Gia Khôi	HV Kỹ thuật Quân sự
	5. Trần Huy Biền	ĐH Bách khoa Hà Nội
2013	1. Nguyễn Văn Cường	HV Kỹ thuật Quân sự
	2. Phan Hoàng Linh	HV Kỹ thuật Quân sự
	3. Tống Đức Năng	ĐH Xây dựng Hà Nội
	4. Nguyễn Công Thức	ĐH Bách khoa TP HCM
	5. Huỳnh Hữu Toàn	ĐH Bách khoa TP HCM

PL1.2.4. Thống kê theo trường

STT	Trường	Giải 1/ Giải 2/ Giải 3													TC
		02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13		
1	HV Kỹ thuật Quân sự	//	/2/	0/1	/1/2	/2	1/1/2	/1	1/4	/2/2	1/2/	1/2/1	/1/2	32- 4/11/17	
2	ĐH KTCN Thái Nguyên	//	/2/3	/1/1	2/2/7	1/1/2	/1	1/3	1/1	//	/1	1/2	//	33- 4/9/20	
3	ĐH Bách khoa Hà Nội	1//	//1	1/2/4	/2/2	/1	1/1	1/1	/1	/1	/1	1/1	/1	24- 4/9/11	
4	ĐH Bách khoa TP HCM	//	//1	//	//2	//2	/1/1	//1	//1	1/1/2	/1/2	//	1//2	19- 2/3/14	
5	ĐH Xây dựng Hà Nội			//1	/1/		//2			1//			//1	6- 1/1/4	
6	ĐH GTVT Tp HCM				/1/									1- 0/1/0	
7	ĐH Lâm nghiệp						/1/							1- 0/1/0	
8	ĐH Hàng hải Việt Nam				//1	//1	//1		//2	//1	//2			8- 0/0/8	
9	ĐH Thùy Lợi								//1					1- 0/0/1	

	Hà Nội							
10	ĐH GTVT Hà Nội						//1	1- 0/0/1
11	Học viện PKKQ		//1					1- 0/0/1

PHỤ LỤC 2

ĐỀ CƯƠNG MÔN CHI TIẾT MÁY

NỘI DUNG CÁC CHƯƠNG

Chương 1. NỘI DUNG MÔN HỌC

Đối tượng môn học. Ý nghĩa thiết kế máy và chi tiết máy trong phát triển kinh tế xã hội. Tóm lược về lịch sử phát triển chi tiết máy. Các hướng phát triển về kết cấu máy và cơ cấu.

Các vấn đề cơ bản của môn học. Liên hệ giữa các môn cơ bản, cơ sở và chuyên ngành.

Các khái niệm cơ bản và các định nghĩa. Các sản phẩm chế tạo may. Chi tiết, cụm chi tiết (đơn vị lắp), cơ cấu và máy.

Phân loại các chi tiết máy theo công dụng: bộ truyền, trực, ô trực, các chi tiết ghép, nối trực, lò xo, bộ phận che chắn, chi tiết thân máy...

Khái niệm về thiết kế. Quá trình thiết kế. Mục tiêu và nội dung chi tiết máy. Quá trình thiết kế máy và chi tiết máy. Các phương pháp thiết kế. Máy tính hỗ trợ thiết kế. Hệ thống đơn vị trong thiết kế máy. Công cụ tính trong thiết kế máy.

Chương 2. CÁC CHỈ TIÊU THIẾT KẾ MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY

Các yêu cầu đối với chi tiết máy: chức năng, vận hành, công nghệ – sản xuất, kinh tế, ergonomic,... và đưa chúng vào kết cấu. Các nguyên tắc cơ bản thể hiện kết cấu chi tiết máy. Khái niệm về độ tin cậy và tuổi thọ máy. Các thuật ngữ chủ yếu. Các h้อง hóc bắt ngò và theo quy luật. Các phương pháp nâng cao độ tin cậy. Kiểm

tra trạng thái chi tiết máy bằng các phương pháp không phá hủy. Các yêu cầu đối với vật liệu chi tiết máy và các phương hướng đảm bảo khi thiết kế. Các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc: độ bền, độ cứng, độ ổn định dao động, độ bền mòn, độ chịu nhiệt,... Ứng suất tiếp xác và độ bền tiếp xúc.

Các dạng tải trọng tác dụng lên chi tiết máy. Các chế độ tải điện hình. Các mô hình phá hủy chi tiết và các tiêu chuẩn tính toán: độ bền tĩnh, độ bền mỏi, độ cứng, độ ổn định dao động, độ bền mòn, độ chịu nhiệt... Các đặc điểm khi tính toán theo các chỉ tiêu trên theo tải trọng không đổi và tải trọng thay đổi. Tính toán tải trọng động. Hệ số tải trọng động.

Yêu cầu chung của máy thiết kế. Lựa chọn vật liệu trong thiết kế máy. Tính công nghệ chi tiết máy. Dung sai lắp ghép. Độ nhám bề mặt. Tiêu chuẩn hóa trong thiết kế

Chương 3. MỐI GHÉP BẰNG ĐỘ ĐỘI

Phạm vi sử dụng. Khả năng tải mối ghép khi chịu tác dụng lực dọc trực, momen xoắn và uốn. Tính toán độ dội yêu cầu. Độ bền các chi tiết ghép. Độ dội tính toán và độ dội thực tế (công nghệ). Tính toán độ bền theo phương pháp xác suất (độ tin cậy). Công nghệ lắp ráp: ép, lắp nhờn gia nhiệt: nung nóng và lâm nguội các chi tiết ghép. Lực ép và tháo. Mối ghép bằng mặt côn. Mối ghép độ dội truyền tải trọng. Mối ghép bằng độ dội thực hiện bằng vành xiết và thanh ghép.

Chương 4. MỐI GHÉP ĐỊNH TÁN

Phạm vi sử dụng. Phân loại. Các dạng đinh tán và mối tán. Vật liệu và ứng suất cho phép. Các dạng hòng phương pháp tính toán mối tán. Độ bền mối ghép bằng một đinh tán. Tính toán mối ghép chắc, chắc kin. Các cụm kết cấu điện hình, các tỷ lệ kích thước kết cấu. Tính toán theo độ bền mối ghép nhóm đinh tán. Ứng suất cho phép và hệ số an toàn.

Chương 5. MỐI GHÉP BẰNG HÀN

Giới thiệu. Phân loại mối ghép hàn và mối hàn. Ký hiệu mối hàn. Tính toán mối ghép hàn với các dạng tải trọng khác nhau (lực kéo, cắt, mômen uốn, mômen xoắn,...): mối ghép giáp mối, mối ghép hàn chồng, mối ghép hàn chữ T và các mối ghép hàn khác... Độ bền mối hàn và ứng suất cho phép.

Chương 6. GHÉP BẰNG THEN, THEN HOA

Các dạng then: then ghép chật và then ghép lỏng bao gồm: then bằng, then bán nguyệt, then vát, then ma sát, then tiếp tuyến.... Phạm vi sử dụng. Tiêu chuẩn mối ghép then. Tính toán mối ghép then. Ứng suất cho phép.

Mối ghép then hoa. Phạm vi sử dụng. Các phương pháp định tâm. Các mối ghép then thân khai và tam giác theo độ bền.

Mối ghép biên dạng định hình. Ghép bằng mặt vát, biên dạng ôvan,... Phạm vi sử dụng và khả năng tải của mối ghép.

Mối ghép bằng chốt. Mối ghép chốt trụ và chốt côn. Phạm vi sử dụng và tính toán theo độ bền.

Chương 7. MỐI GHÉP REN

Các định nghĩa chủ yếu. Phân loại, ren và các chi tiết mối ghép ren. Phân loại ren theo công dụng: ren ghép chật, ren ghép kín, ren vít tải và vít truyền động. Phân loại ren theo hình dạng. Các kích thước chủ yếu của ren: đường kính, bước ren, góc biên dạng,..., tiêu chuẩn ren.

Lực và mômen trong mối ghép khi xiết. Lý thuyết khớp vít. Kiểm tra lực xiết. Hiệu suất mối ghép ren và điều kiện tự hãm.

Các chi tiết mối ghép ren: bulông, vít, vít cây, vật liệu. Hiện tượng tự tháo lỏng đai ốc và các phương pháp chống tháo. Phân bố tải trọng trên các vòng ren. Tập trung ứng suất, độ bền ren, độ bền thân và đầu vít. Chọn đai ốc theo độ bền đều giữa ren và thân vít. Các biện pháp kết cấu và công nghệ để nâng cao độ bền mối của vít.

Các trường hợp chịu tải chủ yếu và tính toán mối ghép với một vít (bulông, vít cây). Tính toán khi chỉ tác dụng lực dọc trực, khi chỉ có lực xiết. Tính toán trong trường hợp tải trọng song song trực của vít. Tính toán mối ghép trong trường hợp tải trọng thay đổi. Lực xiết tối ưu. Tính toán mối ghép trong trường hợp chịu tải trọng nằm trong bề mặt ghép với mối ghép bulông có khe hở và không có khe hở. Tính vít (bulông) trong trường hợp chịu tác dụng tải trọng lệch tâm.

Các mối ghép nhóm bulông. Tính toán mối ghép trong các trường hợp: lực nằm trong bề mặt ghép đi qua trọng tâm nhóm vít (bulông) hoặc không đi qua trọng tâm, lực vuông góc bề mặt ghép qua trọng tâm hoặc không, hoặc lực tác dụng theo phương bất kỳ. Chọn hệ số an toàn và tính ứng suất cho phép vít phụ thuộc vào điều kiện làm việc, vật liệu, công nghệ chế tạo và lắp đặt.

Mối ghép vòng kẹp (mối ghép ren – ma sát). Kết cấu. Phạm vi ứng dụng và vai trò trong chế tạo máy hiện đại. Trình tự tính toán trong các trường hợp chịu tải: a) Mômen xoắn, b) Lực dọc trực, c) Mômen uốn.

Chương 8. TRUYỀN DẪN CƠ KHÍ TRONG MÁY

Công dụng và cấu trúc hệ dẫn động cơ khí. Các đặc tính chủ yếu của hệ dẫn động. Phân loại các bộ truyền. Truyền động ăn khớp và ma sát: tiếp xúc trực tiếp hoặc qua chi tiết trung gian. Truyền động với tỷ số truyền không đổi và thay đổi. Truyền động vô cấp và phân cấp. Quan hệ động học, tỷ số truyền và hiệu suất giữa các bộ truyền. Hộp giảm tốc. Các cơ cấu trong hộp tốc độ. Truyền động vô cấp (bộ biến tốc cơ khí). Lựa chọn sơ đồ động cho máy.

Chương 9. BỘ TRUYỀN ĐAI

Khái niệm chung. Phạm vi sử dụng. Các dạng bộ truyền đai. Vật liệu và kết cấu đai. Vận tốc và tỷ số truyền. Trượt đòn hồi và động học bộ truyền. Lực và ứng suất trong đai, Khả năng kéo và hiệu suất bộ truyền. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính. Tính toán bộ

truyền dai thang và dai dẹt. Bộ truyền dai răng. Vật liệu và kết cấu dai răng và bánh dai. Xác định các thông số và tính toán bộ truyền dai răng. Bộ biến tốc dai.

Chương 10. BỘ TRUYỀN XÍCH

Phân loại xích truyền động. Tiêu chuẩn xích. Kết cấu các dạng xích truyền động chủ yếu. Lựa chọn các thông số hình học chủ yếu bộ truyền xích. Động học bộ truyền xích: số vòng quay, tỷ số truyền, vận tốc. Sự thay đổi của tỷ số truyền. Động lực học bộ truyền xích. Lực căng xích. Khả năng tải và chọn xích. Tài trọng động. Hiệu suất. Tài trọng tác dụng lên trực. Biến dạng đĩa xích. Các dạng hỏng, chỉ tiêu tính và chọn vật liệu. Tính toán lựa chọn và kiểm nghiệm bộ truyền xích. Bôi trơn đĩa xích. Bộ biến tốc xích.

Chương 11. BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

Giới thiệu. Phân loại các bộ truyền bánh răng. Truyền động bánh răng thân khai. Phạm vi sử dụng. Thông số hình học. Đặc điểm ăn khớp. Dịch chính.

Bộ truyền bánh răng trụ với răng thẳng và răng ngičeng. Phân tích lực tác dụng. Tài trọng tính: hệ số lập trung tài trọng, hệ số tài trọng động, hệ số phân bố không đều tài trọng giữa các răng. Hiệu suất bộ truyền bánh răng. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính. Vật liệu và nhiệt luyện bánh răng. Ứng suất cho phép.

Tính toán mặt răng trụ theo độ bền tiếp xúc. Tính toán răng bộ truyền bánh răng trụ theo độ bền uốn. Hệ số dạng răng. Tính toán thiết kế và kiểm nghiệm.

Bộ truyền bánh răng côn với răng thẳng và răng cong. Các đặc điểm về kích thước hình học. Các đặc điểm chủ yếu khi tính toán độ bền. Tài trọng tính. Tính toán thiết kế và kiểm nghiệm. Khái niệm về truyền động hypoid và spiroid.

Trình tự thiết kế bộ truyền bánh răng. Kết cấu và bôi trơn bánh răng. Các cơ cấu bánh răng nhiều cấp. Phân bố tỷ số truyền giữa các cấp. Hộp giảm tốc. Hộp tốc độ. Bôi trơn hộp giảm tốc.

Bánh răng hành tinh. Các sơ đồ chủ yếu. Lực tác dụng lên bộ truyền. Các đặc điểm tính toán.

Chương 12. BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT

Các khái niệm cơ bản và định nghĩa. Phạm vi sử dụng. Phân loại các bộ truyền trực vít. Bộ truyền trực vít trụ: acsimet, thân khai, convolute.... và trực vít globoid.

Các thông số hình học chủ yếu. Động học truyền động trực vít. Hiệu suất bộ truyền trực vít. Phân tích lực tác dụng. Vật liệu và ứng suất cho phép. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính.

Tính toán răng bánh vít theo độ bền tiếp xúc và độ bền uốn. Tính toán trực vít theo độ bền và độ cứng. Tính toán để chống mòn và đánh các chi tiết bộ truyền. Kết cấu và bôi trơn bộ truyền trực vít. Trình tự tính toán.

Hộp giảm tốc trực vít. Sơ đồ, kết cấu. Tính toán nhiệt. Hệ thống làm mát.

Chương 13. BỘ TRUYỀN VÍT ME - ĐAI ỐC

Công dụng và phân loại.

Truyền động với ma sát trượt. Phạm vi sử dụng. Thông số hình học. Động học và lực tác dụng. Hiệu suất và hiện tượng tự hãm. Tính toán theo độ bền, độ bền mòn và độ ổn định.

Truyền động với ma sát lăn: bi và trụ. Phạm vi sử dụng, Kết cấu. Đặc điểm tính toán.

Chương 14. TRỤC

Khái niệm. Phân loại trực. Kết cấu và các phương pháp nâng cao độ bền mới. Tài trọng tác dụng lên trực và sơ đồ tính. Vật liệu chế tạo trực và ứng suất cho phép. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính. Các đặc điểm khi tính toán trực hộp giảm tốc theo độ bền. Tính toán thiết kế trực theo độ bền và kiểm nghiệm theo hệ số an toàn. Tính toán trực theo độ cứng. Độ võng, góc xoay và góc xoắn cho phép.

Đao động uốn và dao động xoắn của trục. Tính toán dao động trục. Vận tốc quay tối hạn của trục. Trục mềm. Trình tự thiết kế.

Chương 15. Ô LĂN

Cấu tạo và phân loại ô. Cơ sở xác định khả năng làm việc ô lăn: ứng suất tiếp xúc, phân bố tải trọng giữa các con lăn, ma sát và động học ô. Ký hiệu ô. Vật liệu chế tạo và cấp chính xác ô lăn. Các dạng hòn và chi tiêu tính. Lựa chọn ô theo khả năng tải. Định vị và lắp ghép ô lăn. Bôi trơn và che kín ô lăn. Trình tự lựa chọn ô lăn.

Chương 16. Ô TRƯỢT

Giới thiệu chung. Phạm vi sử dụng. Các đặc điểm làm việc ô trượt. Kết cấu ô trượt. Điều chỉnh khe hở trong ô. Vật liệu ô trượt. Nguyên lý bôi trơn thủy động. Phân bố áp suất trong lớp dầu bôi trơn. Khả năng tải của ô trượt. Chọn khe hở trong ô. Các dạng hòn và chi tiêu tính. Tính toán ô bôi trơn ma sát nửa ướt. Tính toán ô trong trường hợp bôi trơn ma sát ướt. Các phương pháp làm mát ô. Bôi trơn và các hệ thống bôi trơn ô. Tính toán lượng dầu bôi trơn. Ô trượt thủy tĩnh. Ô trượt khí động. Ô từ.

Chương 17. MA SÁT, BÔI TRƠN, HỆ THỐNG BÔI TRƠN VÀ LÀM MÁT

Ma sát, bôi trơn và mài mòn. Vai trò bôi trơn đối với ma sát hao mòn trong máy. Các cơ chế chung của tác dụng bôi trơn. Vật liệu và phương pháp chọn dầu bôi trơn. Hệ thống bôi trơn. Hệ thống làm mát. Tính toán hệ thống bôi trơn và làm mát.

Chương 18. KHỚP NỘI

Phân loại khớp nối: nối trục, ly hợp và ly hợp tự động. Khả năng bù trừ độ không đồng trục và tải trọng động. Khả năng giảm chấn và va đập.

Nối trục: nối trục chật, bù, đàn hồi,...

Ly hợp ma sát và ăn khớp. Ly hợp ăn khớp: răng và dấu. Hình dạng răng, đóng và mờ ly hợp, tính toán răng và vấu. Ly hợp ma sát: phân loại theo hình dạng mặt làm việc và cơ cấu điều khiển. Động lực học khi đóng ly hợp. Hệ số ma sát tính toán và áp suất cho phép. Các công thức tính toán. Lựa chọn vật liệu. Cơ cấu điều khiển. Các đặc điểm và tính toán ly hợp ma sát bánh hơi trụ. Ly hợp bột điện tử,...

Ly hợp tự động. Ly hợp an toàn với chi tiết bị phá hủy, ly hợp vấu an toàn, ly hợp ma sát an toàn. Các đặc điểm kết cấu và tính toán. Ly hợp một chiều. Kết cấu và tính toán. Ly hợp ly tâm.

Chương 19. LÒ XO

Giới thiệu. Vật liệu chế tạo lò xo. Lò xo xoắn ốc nén: Các thông số hình học và đặc điểm kết cấu, dạng đầu dây và chiều cao lò xo. Tính toán lò xo theo độ bền. Chuyển vị và độ cứng của lò xo. Ôn định và dao động lò xo. Lò xo xoắn ốc kéo. Lò xo xoắn ốc xoắn. Lò xo lá. Lò xo đĩa. Trình tự thiết kế lò xo xoắn ốc nén.

PHỤ LỤC 3

NỘI DUNG THI MÔN ỦNG DỤNG TIN HỌC TRONG THI OLYMPIC CHI TIẾT MÁY

PL3.1. MỤC ĐÍCH CUỘC THI

- Kiến thức:

- **Khả năng áp dụng các kiến thức để tính toán thiết kế các chi tiết máy bằng các phần mềm sẵn có. Phân tích và giải tích kết quả tính toán.**
- **Khả năng thể hiện kết cấu chi tiết máy và hệ thống truyền động qua các bản vẽ 2D và mô hình 3D.**
- **Nâng cao kỹ năng giao tiếp bằng văn bản, đồ họa cho sinh viên.**
- **Nâng cao kiến thức cán bộ giảng dạy về các công cụ tính toán hiện đại.**

- Kỹ năng:

- **Khả năng áp dụng các công cụ hiện đại trong tính toán chi tiết máy.**
- **Khả năng áp dụng các công cụ bằng máy tính để thể hiện kết cấu chi tiết máy và máy.**
- **Rèn luyện kỹ năng làm việc nhóm, nâng cao năng lực hợp tác của sinh viên.**
- **Nâng cao khả năng tự học và học tập liên tục sinh viên.**

PL3.2. NỘI DUNG

Đề thi là tính toán thiết kế hệ thống truyền động cho một số loại máy thông dụng.

1. **Thuyết minh** (sử dụng phần mềm soạn thảo văn bản Unicode font):

- Lựa chọn động cơ và phân bố tý số truyền. Lập bảng thông số kỹ thuật.

- **Ứng dụng** phần mềm Autodesk Inventor 201x để tính toán các chi tiết máy của hệ thống truyền động, cụ thể:

- Tính toán bộ truyền bánh răng: trụ, côn, trực vít,...
- Tính toán bộ truyền đai, xích
- Tính toán trực, then, then hoa
- Chọn ô lăn
- Tính toán chọn ren
- Tính toán và chọn lò xo
- Chọn dung sai lắp ghép...

2. **Bảng** phần mềm Autodesk Inventor mô hình hóa các chi tiết máy từ kết quả tính toán trên, tạo các chi tiết không tiêu chuẩn như thân hộp, vỏ hộp... Sau đó tạo bản vẽ lắp 3D hộp giảm tốc một cấp với các chi tiết có trong tiêu chuẩn.

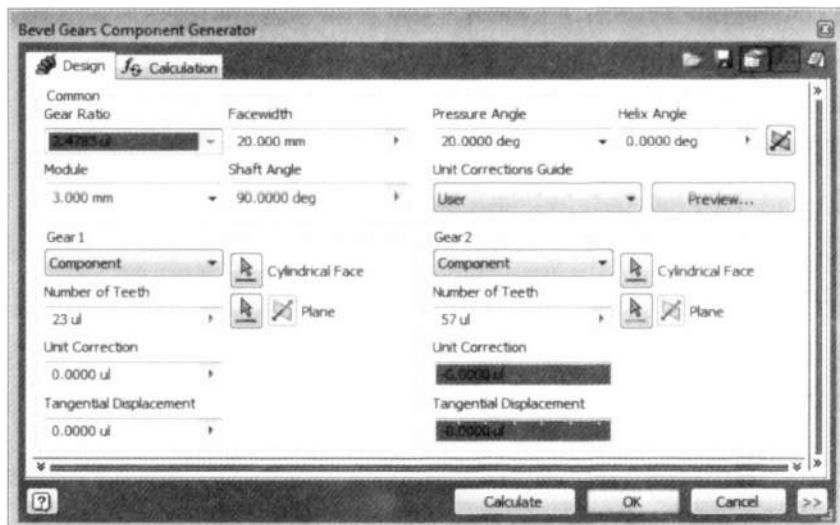
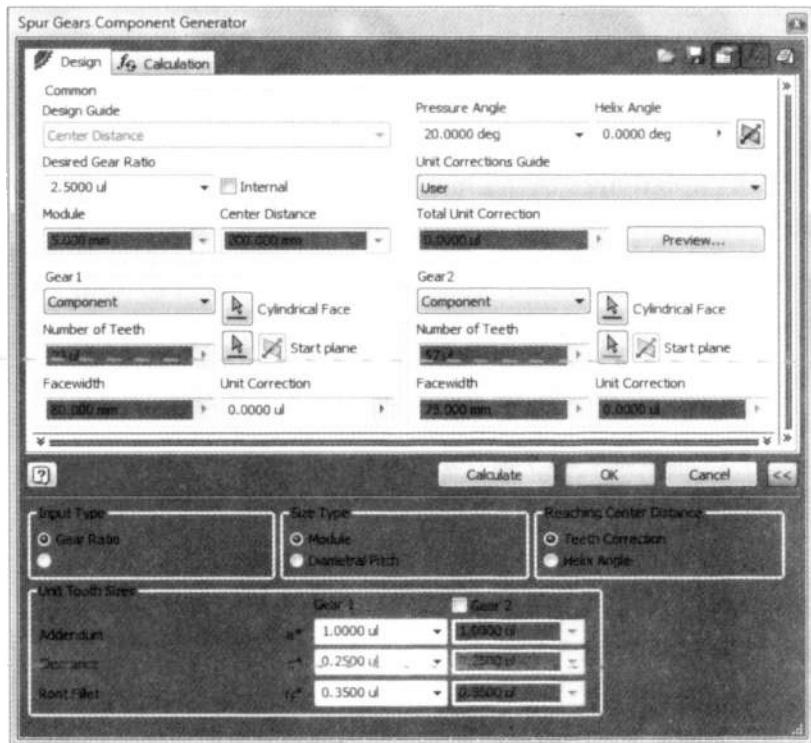
3. **Tạo** bản vẽ lắp 2D cho hộp giảm tốc một cấp (chuyển từ Autodesk Inventor 2010 sang AutoCAD) với đầy đủ yêu cầu kỹ thuật.

4. **Ứng dụng** phần mềm giải quyết và phân tích các vấn đề tính toán thiết kế Chi tiết máy.

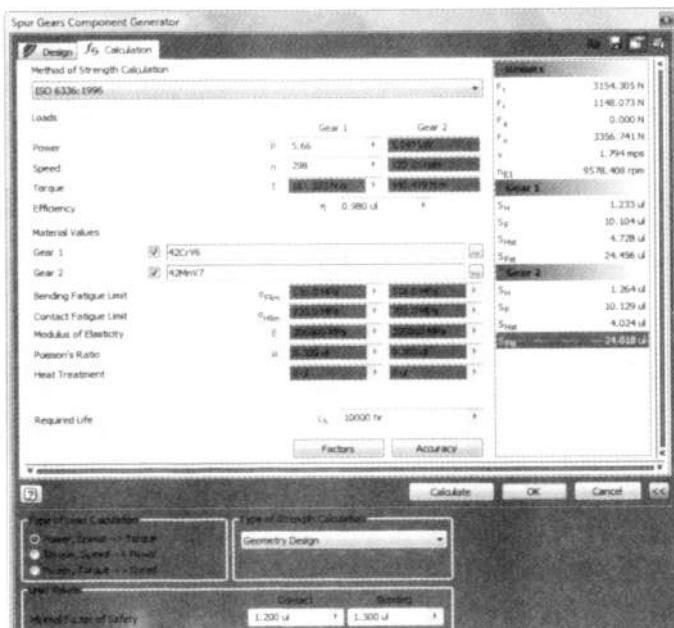
PL3.2.1. Tính toán các chi tiết máy của hệ thống truyền động

1. **Tính toán bộ truyền bánh răng:** trụ, côn,...

- Chọn dạng tính toán: Kiểm bền (Check calculation), Chọn vật liệu (Material design – tính ra ứng suất để chọn vật liệu), Geometry design (Thiết kế),...



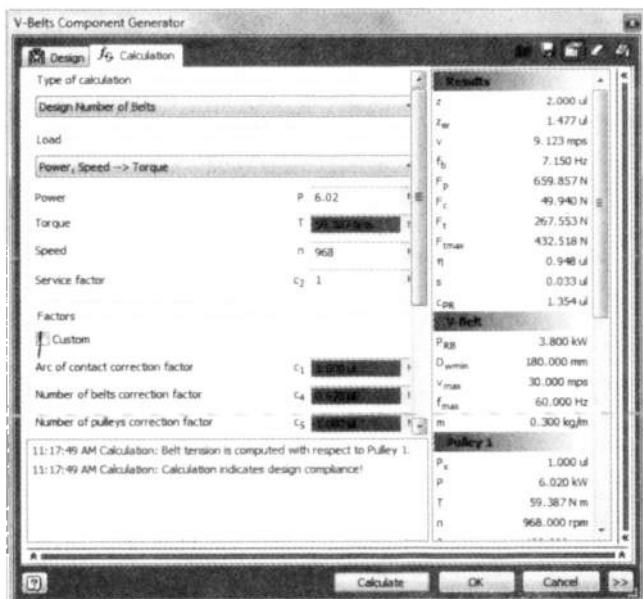
- Chọn vật liệu theo tiêu chuẩn tại mục: Material Values.
- Nhập công suất P (hoặc mômen xoắn T), số vòng quay...



2. Tính toán bộ truyền đai (đai thang, đai răng), xích

- Chọn số dây đai (Design number of belts) và Tính toán kiểm b亲身 (Strength Check)





Bao gồm đai thang và đai răng. Cần chú ý Ký hiệu đai thang theo TCVN tương ứng tiêu chuẩn DIN.

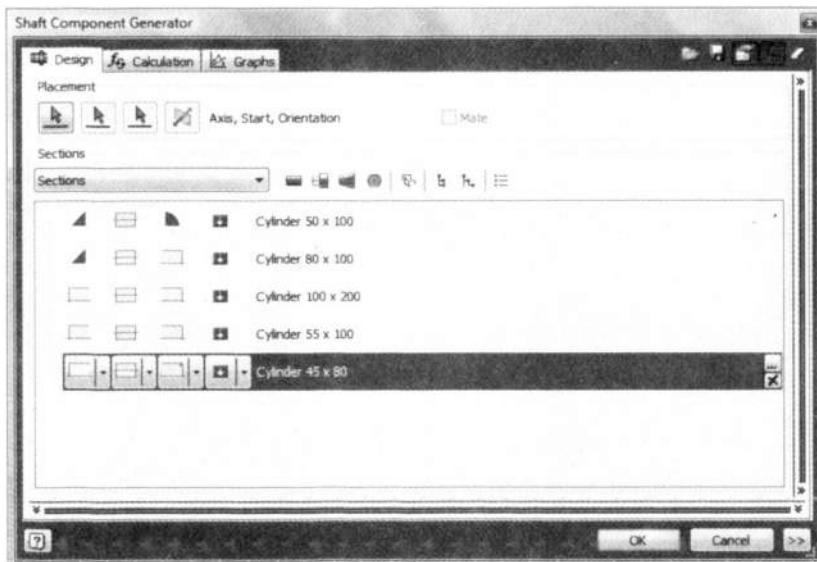
- Chọn xích



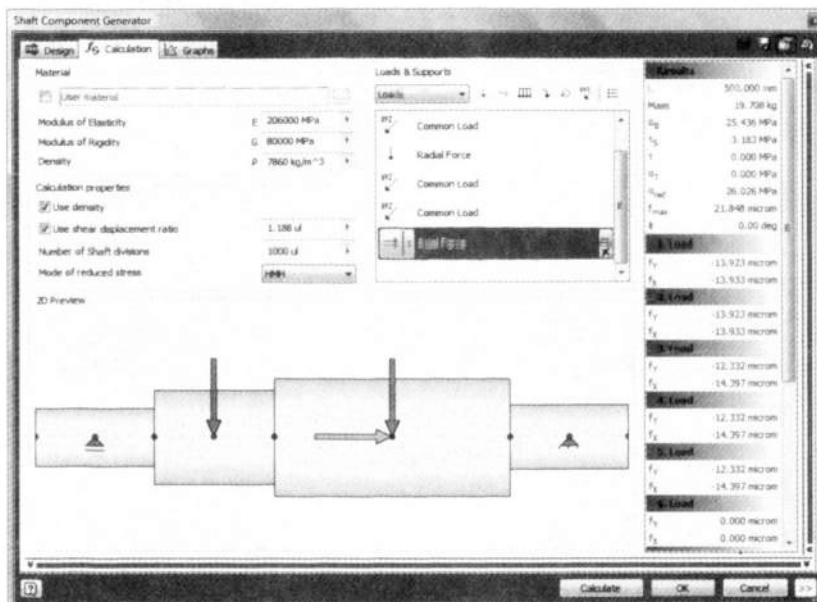
Chain	k	p	d_1	d_2	b_1	P_t	F_u	m
LBB-2 2.000 μ		19.050 mm	12.070 mm	5.720 mm	11.680 mm	19.460 mm	57800.000 N	2.500
LBB-3 3.000 μ		19.050 mm	12.070 mm	5.720 mm	11.680 mm	19.460 mm	86700.000 N	3.800
16B-1 1.000 μ		25.400 mm	15.880 mm	8.280 mm	17.020 mm	31.880 mm	68000.000 N	2.200
16B-2 2.000 μ		25.400 mm	15.890 mm	8.280 mm	17.020 mm	31.880 mm	106000.000 N	5.400
16B-3 3.000 μ		25.400 mm	15.890 mm	8.280 mm	17.020 mm	31.880 mm	160000.000 N	8.000

3. Tính toán trực, then

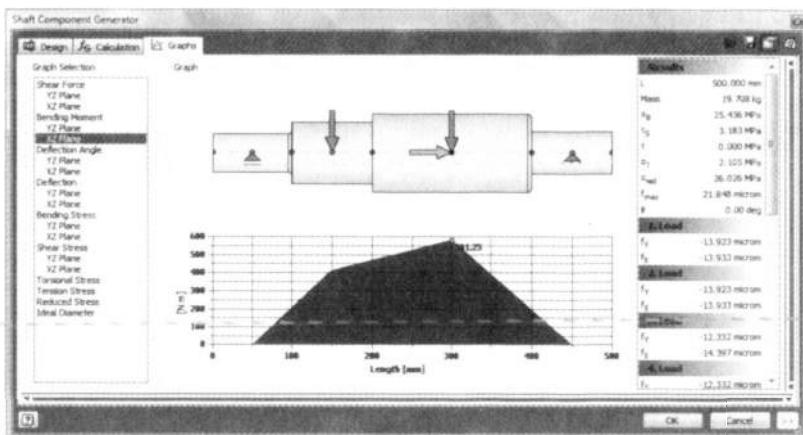
Để thiết kế trục đầu tiên phải thiết kế sơ bộ kết cấu trục theo ứng suất xoắn



Thiết kế trục

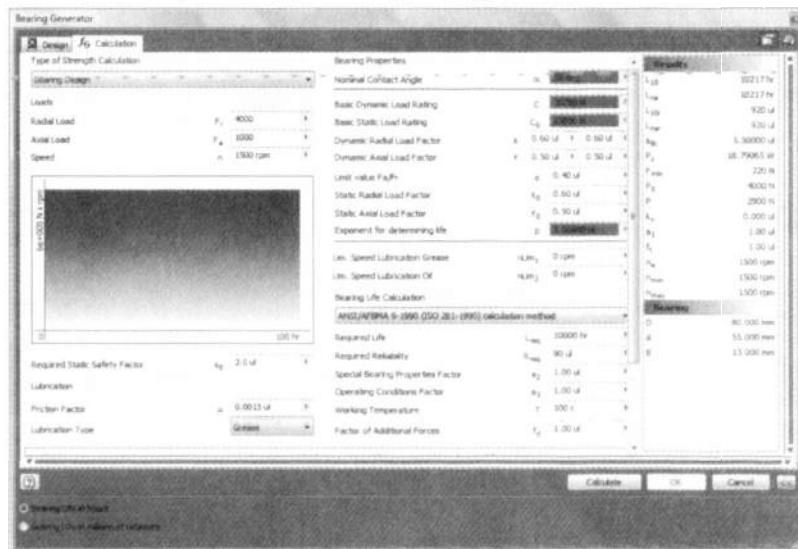


Tính trực



Các biểu đồ mômen

5. Ô lăn: Chọn ô lăn (Bearing Design)



6. Các chi tiết ghép: chốt, then,...

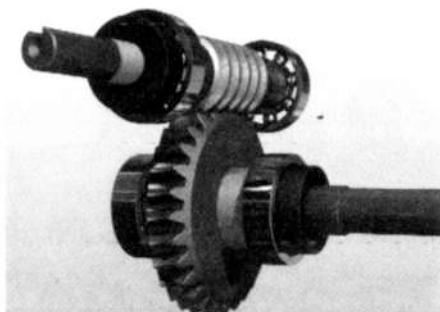
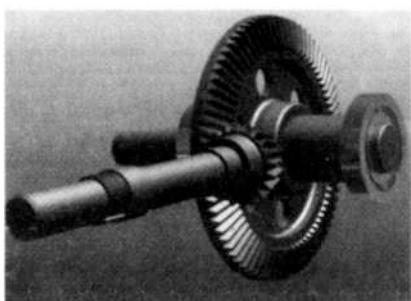
7. Chọn dung sai lắp ghép,...

PL3.2.2. Mô hình hóa các chi tiết và mô hình lắp 3D cụm chi tiết bằng phần mềm Autodesk Inventor 201x

1. Các mô hình chi tiết (ví dụ các chi tiết trong giàm tốc bánh răng trụ, côn, trục vít)

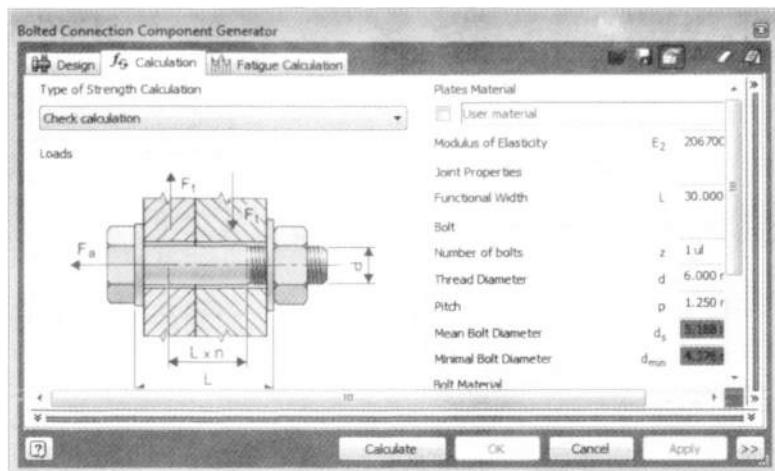


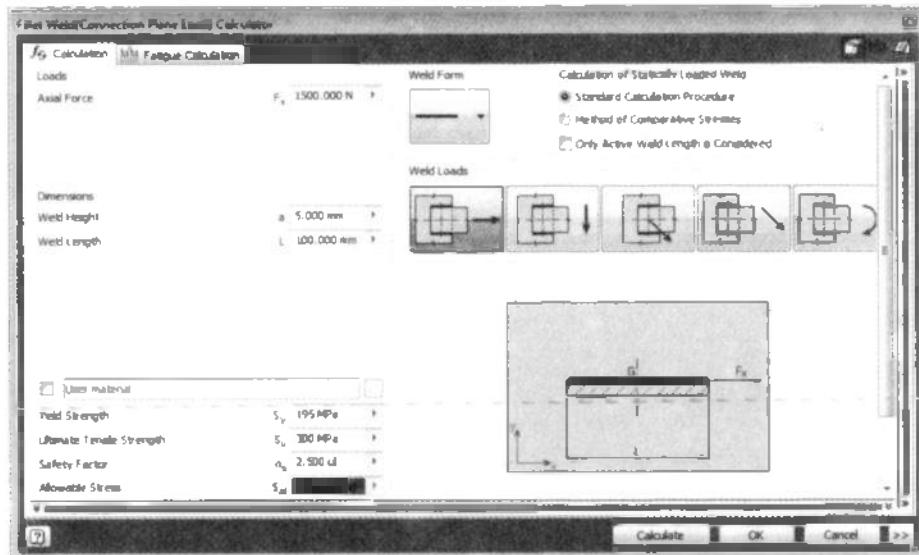
Ví dụ mô hình 3D cụm chi tiết: các chi tiết quay, ồ, trục,...



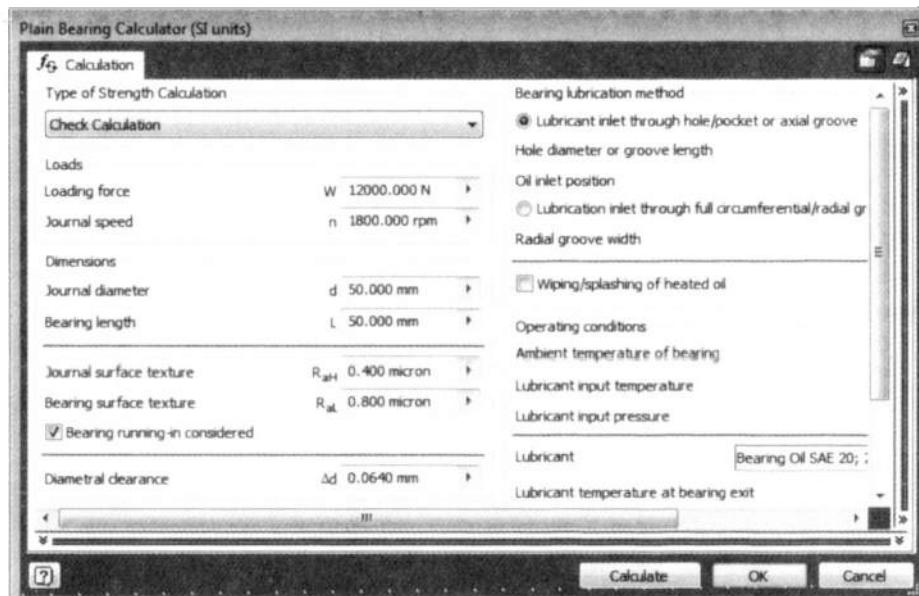
PL3.2.3. Tính toán, phân tích, giải thích và lựa chọn phương án chi tiết máy

- Tính toán và phân tích các chi tiết máy mục II.1
- Tính toán và phân tích mối ghép ren, then, then hoa, hàn (Weldment),...

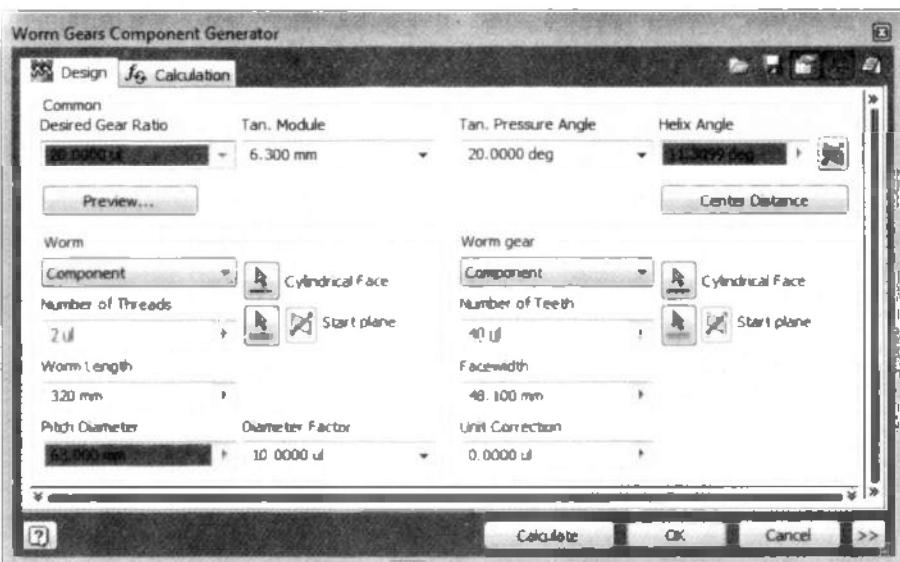
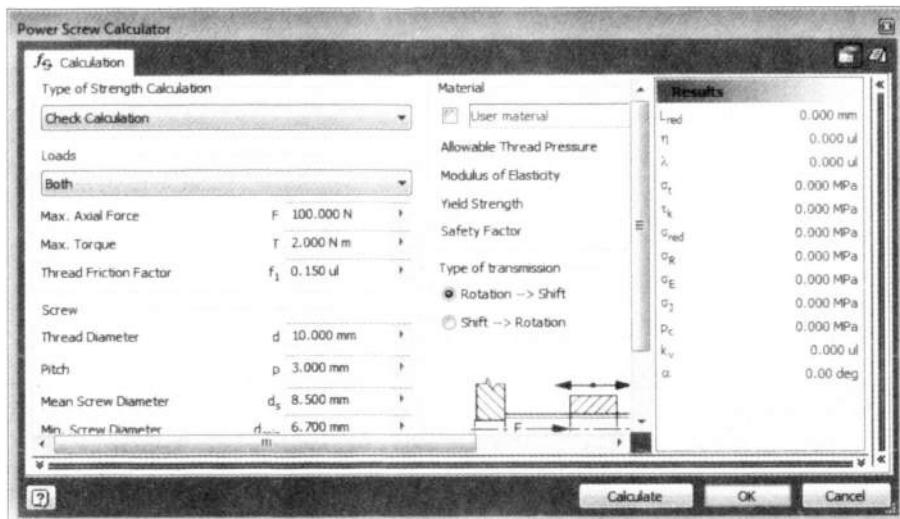




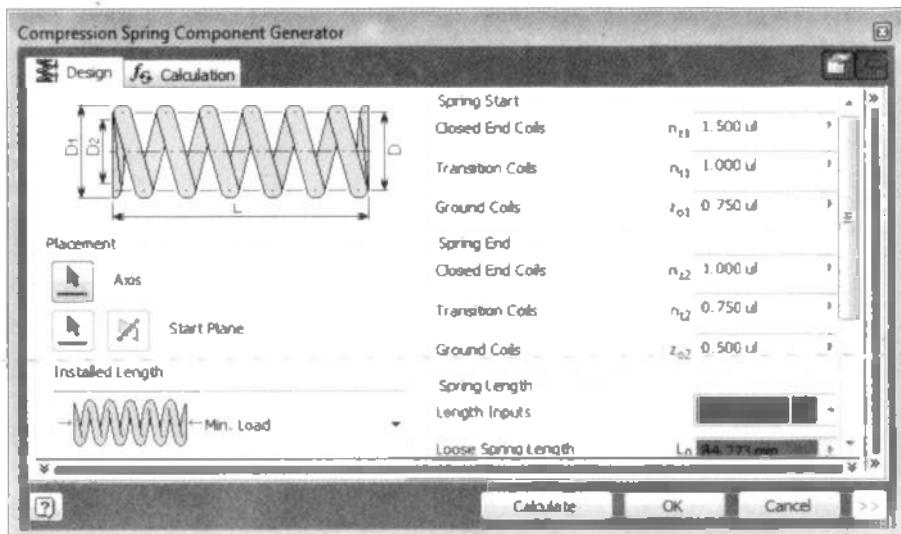
- Tính toán và phân tích ô trượt



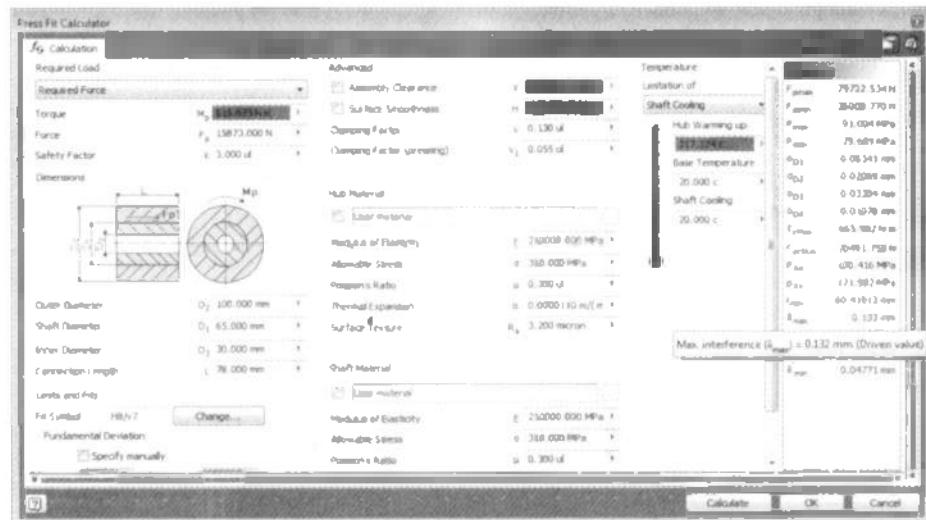
- Tính toán và phân tích bộ truyền vít me đai ốc, trực vít,...

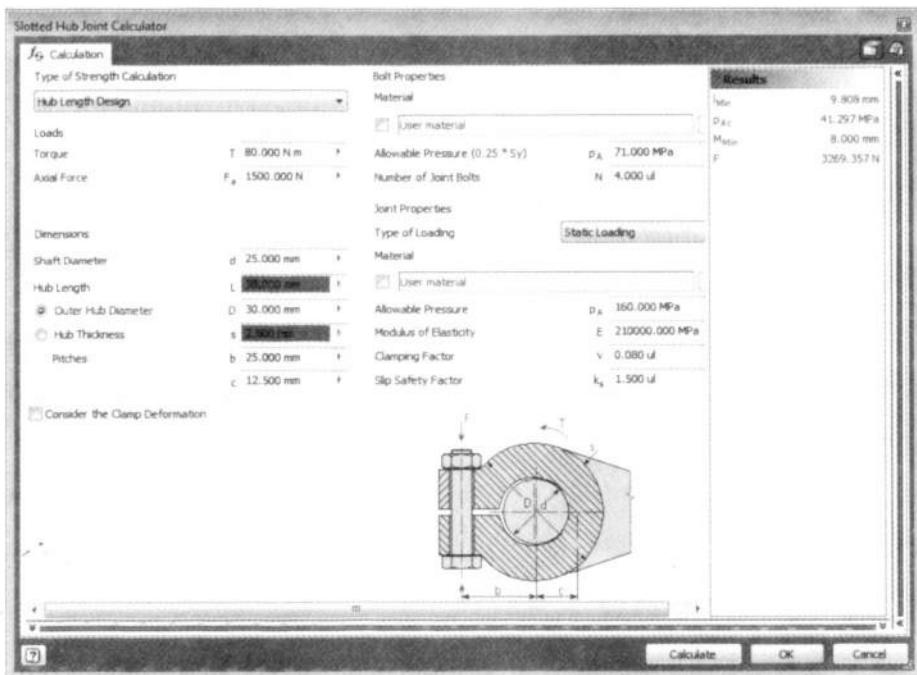


- Tính toán và phân tích lò xo: kéo, nén, xoắn, đĩa,...



- Tính toán và phân tích các chi tiết máy khác: ghép băng độ dôi, vòng kẹp,...





PL3.3 HÌNH THÚC THI

Tổ chức theo nhóm ba người, ba máy tính cho mỗi nhóm. Thời gian 4 giờ vào buổi chiều sau khi thi phần lý thuyết buổi sáng. Thi tập trung theo cụm, các nội dung:

1. Tính toán thiết kế các chi tiết máy bằng phần mềm Autodesk Inventor.
2. Mô hình hóa chi tiết máy và cụm chi tiết máy bằng Autodesk Inventor
3. Tính toán, phân tích, giải thích kết quả và lựa chọn phương án trong các bài toán chi tiết máy

Không được mang thiết bị thu phát tín hiệu vào phòng thi và phải thông báo trước khi thi hai tuần (có thể đưa sẵn một số mô hình chi tiết dạng 3D không tiêu chuẩn vào máy).

Sinh viên tự chịu trách nhiệm về lưu trữ thông tin trong quá trình thi. Trường đảm bảo cung cấp điện liên tục cho phòng thi.

PL3.4 ĐÁNH GIÁ VÀ XÉT GIẢI

1. Sau khi thi xong lưu lại và niêm phong và chấm tập trung trước ngày chấm lý thuyết.
2. Quy định thang điểm chấm về phần tính toán và phân tích chi tiết máy và mô hình chi tiết, mô hình 3D ... quy định thống nhất trước khi thi.
3. Đây là giải độc lập với các giải truyền thống, các năm đầu nên khuyến khích các sinh viên tham gia.

PL3.5 CÁC YÊU CẦU KHÁC

- Đơn vị tổ chức phải đảm phòng máy sạch, đầy đủ phần mềm: Autodesk Inventor 2010, phần mềm soạn thảo văn bản (phiên bản 20xx), Adobe Acrobat 20xx ... Lý do chọn Autodesk Inventor là do công ty Autodesk cho sử dụng miễn phí các phần mềm này trong đào tạo và có các modun tính toán Chi tiết máy.
- Các máy phải nối mạng nội bộ theo nhóm (từng cụm 3 máy)...
- Các trường đăng ký sớm số đội để chuẩn bị phòng máy (trước 1 tháng trước ngày thi).
- Người tham gia: sinh viên cao đẳng, đại học chính quy và giới hạn độ tuổi (dưới 25 tuổi).

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. *Nguyễn Trọng Hiệp, Chi tiết máy, Tập 1, 2, NXB Giáo dục.*
2. Trịnh Chất, *Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy*, NXB Khoa học Kỹ thuật.
3. Trịnh Chất, Lê Văn Uyên, *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí*, Tập 1, 2, NXB Giáo dục.
4. Nguyễn Hữu Lộc, *Cơ sở thiết kế máy*, Phần 2, NXB Đại học Quốc gia TP Hồ Chí Minh, Tái bản lần 7. 2014.
5. Nguyễn Hữu Lộc, *Bài tập chi tiết máy*, NXB Đại học Quốc gia TP Hồ Chí Minh, Tái bản lần 7. 2014.
6. Lê Văn Uyên, *Cơ sở thiết kế máy*, NXB Giáo dục Việt Nam. 2012.
7. Các tài liệu đang giảng dạy tại các trường.

CHI TIẾT MÁY
và
ỨNG DỤNG TIN HỌC
TRONG CHI TIẾT MÁY
DÈ THI, DÁP ÁN, DÈ MÁU 2002 - 2013
PGS.TS Nguyễn Hữu Lộc (Chủ biên) - PGS.TS Lê Văn Uyên

NHÀ XUẤT BẢN
DẠI HỌC QUỐC GIA THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
Khu phố 6, Phường Linh Trung, Quận Thủ Đức, TPHCM
Số 3, Công trường Quốc tế, Quận 3, TP Hồ Chí Minh
ĐT: 38239171 - 38225227 - 38239172
Fax: 38239172 · E-mail: vnuhp@vnuhcm.edu.vn

PHÒNG PHÁT HÀNH NHÀ XUẤT BẢN
DẠI HỌC QUỐC GIA THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
Số 3 Công trường Quốc tế - Quận 3 - TPHCM
ĐT: 38239170 - 0982920509 - 0913943466
Fax: 38239172 - Website: www.nxbdhqghcm.edu.vn

Chịu trách nhiệm xuất bản:
NGUYỄN HOÀNG DŨNG

Chịu trách nhiệm nội dung:
NGUYỄN HOÀNG DŨNG

Tổ chức bàn thảo và chịu trách nhiệm về tác quyền
NHÀ XUẤT BẢN ĐẠI HỌC QUỐC GIA TP.HCM

Biên tập:
HOÀNG KHÁC THỦY

Sửa bản in:
MINH NHẬT

Trình bày bìa:

Mã số ISBN: 978-604-73-2421-7

Số lượng 1.000 cuốn; khổ 16 x 24 cm.
Số đăng ký kế hoạch xuất bản: 331-2014/CXB/152-19/DHQGTPHCM
Quyết định xuất bản số: 75 ngày 11/04/2014 của NXB ĐHQGTPHCM.
In tại Công ty TNHH In và Bao bì Hưng Phú.
Nộp lưu chiểu quý II năm 2014.