PHÂN TÍCH VÀ THIẾT KẾ HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ THEO ĐỘ TIN CẬY BẰNG PHƯƠNG PHÁP TÌM ĐIỂM XÁC SUẤT LỚN NHẤT VÀ MÔMEN THÍCH HỢP

Dương Đăng Danh
Nguyễn Hữu Lộc

ABSTRACT

The object in this article is applying probabilistic design method to reliability based design and analysis of machine elements, introduce theory fundamental of most probable point-based and matching moment methods, design and analyze of the single reducer, which is frequently used in many transmission systems using RADME computer program.

TÓM TẮT

Nội dung bài báo này đề cập đến việc ứng dụng phương pháp thiết kế xác suất để thiết kế hệ thống truyền động trên cơ sở độ tin cậy; Đưa ra trình tự và lập chương trình tính toán tự động; Tính toán thiết kế hệ thống truyền động điển hình là hộp giảm tốc một cấp bằng chương trình RADME tự thiết lập.

I. GIỚI THIỆU

Trong phương pháp thiết kế truyền thống (thiết kế đơn định) để đảm bảo an toàn chi tiết, ta thiết kế theo trường hợp xấu nhất hoặc theo giá trị trung bình của những giá trị giới hạn chia cho hệ số an toàn, khi đó thiết kế có thể thừa hoặc không đủ khả năng tải. Trong thiết kế các hệ thống phức tạp, sự thay đổi nhỏ các thông số đầu vào là nguyên nhân dẫn đến mất mát chất lượng hoặc không đảm bảo độ tin cậy, an toàn cho sản phẩm. Phương pháp thiết kế xác suất, nghiên cứu tính toán theo sự phân bố xác suất các đại lượng thiết kế, đảm bảo độ tin cậy cho trước, tính an toàn, chất lượng và tính kinh tế sản phẩm.

Trong các phương pháp xấp xỉ thì phương pháp mômen thích hợp được sử dụng đầu tiên [8, 9]. Phương pháp tìm điểm xác suất lớn nhất được sử dụng vào những năm gần đây [1-5, 7]. Đối tượng nghiên cứu trong bài báo này là việc ứng dụng các phương pháp trên, đưa ra trình tự đầy đủ và hiệu quả để thiết kế và phân tích hệ thống truyền động cơ khí theo độ tin cậy. Dựa theo trình tự này, chúng tôi đã xây dựng chương trình phân tích và thiết kế hệ thống truyền động cơ khí theo độ tin cậy.

II.CƠ SỞ TÍNH TOÁN

Để thiết kế và phân tích hệ thống truyền động cơ khí theo độ tin cậy, chúng tôi đưa ra trình tự sau:

• Phân tích cây dạng hỏng hệ thống, đưa ra sơ đồ tính hệ thống.

• Phân phối độ tin cậy hệ thống xét đến khả năng công nghệ và giá thành gia công.

• Thiết kế các chi tiết hệ thống truyền động trên cơ sở phương pháp mômen thích hợp. Lựa chọn các thông số tiêu chuẩn cho chi tiết.

• Dựa vào kết quả thiết kế đánh giá độ

tin cậy hệ thống theo phương pháp tìm điểm xác suất lớn nhất.

• Đánh giá độ tin cậy toàn bộ hệ thống, nếu không thỏa ta nâng cao độ tin cậy các phần tử trong hệ thống để đảm bảo độ tin cậy cho trước.

• Tiến hành tính toán lại theo bước 3. Nếu độ tin cậy hệ thống thỏa thì ta dừng tính toán.

Để giảm bớt số lượng các đại lượng ngẫu nhiên thì trong giai đoạn thiết kế, đầu tiên ta cần xây dựng bề mặt đáp ứng bậc thấp (bậc nhất) cho hàm trạng thái giới hạn với tất cả các đại lượng ngẫu nhiên. Sau đó phân tích loại bỏ các đại lượng ngẫu nhiên ít ảnh hưởng.

Độ tin cậy được định nghĩa là xác suất của hàm trạng thái giới hạn g(X) > 0, tương ứng với giá trị xác suất các biến ngẫu nhiên $X = (X_1, X_2, ..., X_n)$ nằm trong vùng an toàn, được xác định theo công thức:

$$R = P\{g(\mathbf{X}) > 0\} = \int_{g(\mathbf{X})>0} f_x(\mathbf{x})d\mathbf{x} \quad (1)$$

Các phương pháp phổ biến thường được sử dụng trong việc phân tích độ tin cậy là phương pháp mômen thích hợp, phương pháp xấp xỉ bậc nhất và xấp xỉ bậc hai. Cơ sở của các phương pháp này là đơn giản hoá quá trình tính toán thông qua việc đơn giản hoá các công thức dưới dấu tích phân $f_x(x)$ và sử dụng giá trị xấp xỉ hàm trạng thái giới hạn g(X).

2.1. Thiết kế theo phương pháp mômen thích hợp

Trong tính toán thiết kế các chi tiết máy trên cơ sở độ tin cậy, theo các chỉ tiêu cụ thể là trên cơ sở độ bền, đòi hỏi các hiểu biết về bản chất ngẫu nhiên của độ bền và ứng suất. Nếu như hàm phân bố xác xuất của chúng được biết là $f_1(z)$ và $f_2(y)$ thì độ tin cậy của chúng được ước lượng bằng các biểu thức tích phân. Trong các trường hợp mà Z và Y phân bố theo qui luật chuẩn, logarit chuẩn, hàm số mũ, Weibull, ... các công thức tích phân có thể rút gọn thành các dạng đơn giản. Hàm g(Z, Y) = Z – Y gọi là hàm trạng thái giới hạn, chi tiết an toàn khi g(Z, Y) > 0, bị hỏng khi g(Z, Y) ≤ 0).

Khi tính toán thiết kế độ tin cậy kết cấu trên cơ sở độ bền thì $g = Z - Y = g(X_1, X_2, \ldots, X_n)$, trong đó $Z = f_1(Z_1, Z_2, \ldots, Z_m) = f_1(X_1, X_2, \ldots, X_m)$ là độ bền và $Y = f_2(Y_1, Y_2, \ldots, Y_k) = f_2(X_{m+1}, X_{m+2}, \ldots, X_{m+k})$ là ứng suất. Khai triển hàm trạng thái giới hạn tại điểm có giá trị trung bình các biến ngẫu nhiên.

$$g(X) \approx L(X) = g(x_1^*, x_2^*, ..., x_n^*) + \left[\frac{\partial g}{\partial X_1}\right]_m (x_1^* - m_{X1}) + \left[\frac{\partial g}{\partial X_2}\right]_m (x_2^* - m_{X2}) + \ldots + \left[\frac{\partial z}{\partial X_n}\right]_m (x_n^* - m_{Xn}) \quad (2)$$

$$g(X)\ L(X) = g(X^*) + \sum_{i=1}^{n} \left.\frac{\partial g}{\partial X_i}\right|_m (x_i^* - m_{xi}) = g(X^*) + \nabla g(m)(X^* - m_{xi})^T \quad (3)$$

Trong đó:

$$X^* = (x_1^*, x_2^*, ..., x_n^*) = (m_{x1}, m_{x2}, ..., m_{xn})$$

là điểm khai triển tại giá trị trung bình.

Giá trị trung bình m_g và sai lệch bình phương trung bình S_g xác định như sau:

$$m_g = g(m_{x1}, m_{x2}, ..., m_{xn}) = g(m) \quad (4)$$

$$S_g = \sqrt{\left[\frac{\partial g}{\partial X_1}\right]_m^2 S_{X1}^2 + \left[\frac{\partial g}{\partial X_2}\right]_m^2 S_{X2}^2 + \ldots + \left[\frac{\partial g}{\partial X_n}\right]_m^2 S_{Xn}^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \left[\frac{\partial g}{\partial X_i}\right]_m^2 S_{Xi}^2}$$

Khi đó độ tin cậy R được xác định theo biểu thức sau đây:

$$
\begin{aligned}
R &= P(g(X)>0)\\
&= 1-P(g(X)<0)\\
&= 1-\Phi\left(-\beta = \frac{-g(m_{X1}, m_{X2}, \ldots m_{Xn})}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left[\frac{\partial g}{\partial X_i}\right]_m^2 S_{Xi}^2}}\right) \qquad (5)
\end{aligned}
$$

Trong trường hợp g = Z – Y thì chỉ số độ tin cậy β xác định như sau:

$$
\begin{aligned}
\beta &= \frac{m_g}{S_g} = \frac{m_Z - m_Y}{\sqrt{S_Z^2 + S_Y^2}}\\
&= \frac{f_1(m_{Z1}, m_{Z2}, \ldots, m_{Zm}) - f_2(m_{Y1}, m_{Y2}, \ldots, m_{Yk})}{\sqrt{\sum_{i=1}^{m}\left[\frac{\partial f_1}{\partial Z_i}\right]_m^2 S_{Zi}^2 + \sum_{i=1}^{m}\left[\frac{\partial f_2}{\partial Y_i}\right]_m^2 S_{Yi}^2}}
\end{aligned}
$$

Trong tính toán thiết kế một số chi tiết máy đại lượng Z và Y phụ thuộc vào những đại lượng ngẫu nhiên Z_i và Y_i dưới dạng hàm số mũ

$$
Z = \prod_{i=1}^{m} Z_i^{\alpha_i} \qquad Y = \prod_{i=1}^{k} Y_i^{\beta_i}
$$

với α_i, β_i là chỉ số mũ. Khi đó giá trị trung bình m_Z, m_Y và hệ số biến phân tương ứng v_Z, v_Y sẽ bằng:

$$
m_Z = \prod_{1}^{m} m_{Zi}^{\alpha_i}; \quad m_Y = \prod_{1}^{k} m_{Yi}^{\beta_i}
$$

$$
v_Z = \sqrt{\sum_{1}^{m} \alpha_i^2 v_{Zi}^2}; \quad v_Y = \sqrt{\sum_{1}^{k} \beta_i^2 v_{Yi}^2}; \qquad (6)
$$

với v_i là hệ số biến phân của nhân tố x_i. Chỉ số độ tin cậy:

$$
\beta = \frac{\overline{n} - 1}{\sqrt{\overline{n}^2 \sum_{1}^{m} \alpha_i^2 v_{Zi}^2 + \sum_{1}^{k} \beta_i^2 v_{Yi}^2}} \qquad (7)
$$

Trong đó

$$
\overline{n} = \frac{m_Z}{m_Y}
$$

là giá trị hệ số an toàn trung bình, v_Z và v_Y là hệ số biến phân những đại lượng Z và Y. Giải phương trình trên ta suy ra $\overline{n}$, từ đây xác định kích thước cần tìm.

2.2. Phân tích độ tin cậy theo phương pháp tìm điểm xác suất lớn nhất

Phương pháp tìm điểm xác suất lớn nhất gồm 2 bước: đầu tiên chuyển các biến ngẫu nhiên ban đầu sang không gian chuẩn, tiếp theo là xấp xỉ hàm trạng thái giới hạn [1-5].

Để chuyển các biến ngẫu nhiên từ không gian ngẫu nhiên ban đầu sang không gian chuẩn thì đầu tiên hàm dưới dấu tích phân $f_x(x)$ được đơn giản hóa bằng cách biến đổi các biến ngẫu nhiên. Không gian của các biến ngẫu nhiên ban đầu $X = (X_1, X_2, \ldots, X_n)$ được gọi là không gian X. Chuyển tất cả các biến ngẫu nhiên thiết kế từ không gian X sang không gian chuẩn U với giá trị trung bình của các biến này bằng 0 và sai lệch chuẩn bằng 1, khi đó:

$$
X_i = m_{xi} + U_i S_{xi}
$$

Sau khi biến đổi hàm trạng thái giới hạn có dạng Y = g(U). Khi đó độ tin cậy được xác định theo công thức:

$$
R = P\{g(\mathbf{U}) > 0\} = \int_{g(\mathbf{U})>0} \varphi_{\mathbf{U}}(\mathbf{u})\, d\mathbf{u} \qquad (8)
$$

Vì các biến u_i là độc lập, nên hàm U(u) được xác định:

$$
\varphi_{\mathbf{U}}(\mathbf{u}) = \prod_{i=1}^{n} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{u_i^2}{2}} \qquad (9)
$$

Để việc tính toán hàm tích phân ở công thức (8) được đơn giản hơn thì hàm trạng thái giới hạn g(U) = 0 được xấp xỉ thành hàm tuyến tính qua phép khai triển Taylor bậc 1:

$$
g(\mathbf{U}) \approx L(\mathbf{U}) = g(\mathbf{u}^*) + \nabla g(\mathbf{u}^*)(\mathbf{U} - \mathbf{u}^*)^T \qquad (10)
$$

với u* = (u1*, u2*, ….un*) là điểm khai triển, T là ký hiệu ma trận chuyển vị và (u*) là gradien của hàm g(U) tại u*.

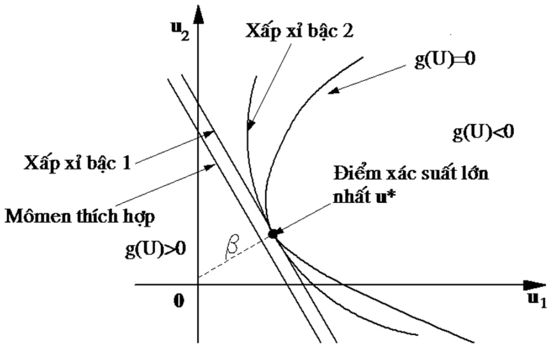
Để làm giảm sai số, cách đơn giản nhất

là người ta tiến hành khai triển hàm g(U) tại điểm xác suất lớn nhất. Bài toán tìm điểm xác suất lớn nhất, là điểm thuộc mặt g(U) = 0 và có mật độ phân phối theo U lớn nhất:

Tìm giá trị lớn nhất:

$$\prod_{i=1}^{n} \frac{1}{\sqrt{2p}} e^{-\frac{u_i^2}{2}} \quad (11)$$

với điều kiện g(U) = 0.



Hình 1: Điểm xác suất lớn nhất với xấp xỉ bậc nhất

Bài toán trên tương đương:

Tìm giá trị nhỏ nhất $\|\mathbf{u}\|$ với:

$$\|\mathbf{u}\| = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + ... + u_n^2} \quad (12)$$

là độ dài của véctơ u.

Khoảng cách $= \|\mathbf{u}^*\|$ được gọi là chỉ số độ tin cậy, theo hình 2 là khoảng cách ngắn nhất từ bề mặt g(U) = 0 đến gốc tọa độ trong không gian U.

Độ tin cậy R xấp xỉ theo công thức:

$$R \approx P\{L(\mathbf{U}) > 0\} = 1 - \Phi\left(\frac{-m_L}{S_L}\right)$$

$$= 1 - \Phi\left(\frac{\sum_{i=1}^{n} \left.\frac{\partial g}{\partial U_i}\right|_{u^*} u_i^*}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left(\left.\frac{\partial g}{\partial U_i}\right|_{u^*}\right)^2}}\right) \quad (13)$$

$$= 1 - \Phi\left(\sum_{i=1}^{n} a_i u_i^*\right) = 1 - \Phi(\mathbf{a}\mathbf{u}^{*T})$$

Giải thuật tìm kiếm điểm xác suất lớn nhất này sử dụng công thức hồi quy và nó dựa vào tuyến tính hóa hàm trạng thái giới hạn. Ta thực hiện theo trình tự sau:

1. Lập hàm trạng thái giới hạn g(X).
2. Chuyển từ không gian X sang U.
3. Chọn u^0 là điểm khởi đầu.
4. Xác định $g(u^0)$ từ hàm trạng thái giới hạn.
5. Xác định $\nabla g(\mathbf{u}^0)$ theo công thức (11).
6. Tính $\|\nabla g(\mathbf{u}^0)\| = \sqrt{\left(\nabla g(\mathbf{u}^0)\right)^2}$.
7. Tính tỉ số $\mathbf{a}^0 = \dfrac{\nabla g(\mathbf{u}^0)}{\|\nabla g(\mathbf{u}^0)\|}$.
8. Xác định giá trị $b^0 = \|\mathbf{u}^0\|$.
9. Vòng lặp kế tiếp bắt đầu với

$$\mathbf{u}^1 = -a^0\left\{b^0 + \frac{g(\mathbf{u}^0)}{\|\nabla g(\mathbf{u}^0)\|}\right\}$$

10. Thực hiện các bước 1-9, nếu thỏa mãn các điều kiên hội tụ thì dừng. Nếu không, ta lặp lại trình tự tính với k = k+1.

Các điều kiện hội tụ được sử dụng để kết thúc vòng lặp được thể hiện dưới biểu thức sau: $\|\mathbf{u}^{k+1} - \mathbf{u}^k\| \le e_1$, $\|b^{k+1} - b^k\| \le e_3$ và $\|\nabla g(\mathbf{u}^{k+1}) - \nabla g(\mathbf{u}^k)\| \le e_2$ với e_1, e_2, e_3 có giá trị rất nhỏ.

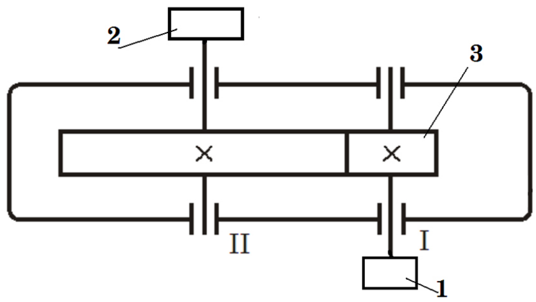
III. CHƯƠNG TRÌNH RADME

Trên cơ sở lý thuyết trình bày chúng tôi thiết lập chương trình tính toán thiết kế và phân tích hệ thống cơ khí trên cơ sở độ tin cậy RADME. Chương trình gồm ba phần:

- Thiết kế và phân tích các kết cấu
- Thiết kế và phân tích các chi tiết hệ thống truyền động cơ khí

- Các chi tiết máy khác

Trong mục này chúng tôi trình bày tính toán thiết kế hệ thống truyền động điển hình là hộp giảm tốc 1 cấp (hình 3). Công suất truyền P = 7,5kW, tỉ số truyền u = 3,15 (bảng 1) [6].



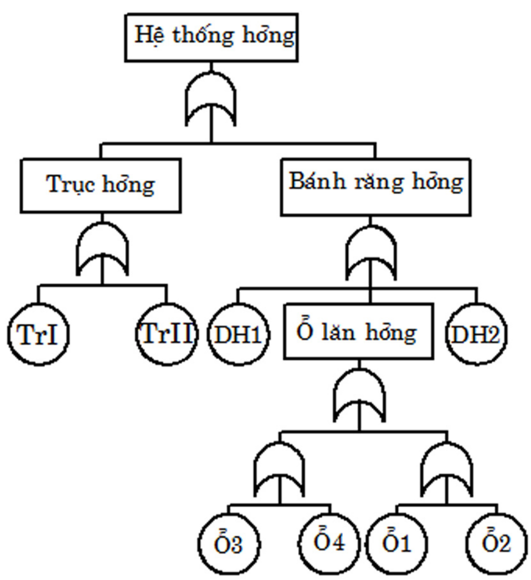
Hình 3: Hộp giảm tốc 1 cấp

Trục	Mômen xoắn, Nmm	Số vòng quay, vg/ph
I	73993	968
II	233077	307,3

Bảng 1: Đặc tính kỹ thuật

Độ tin cậy hệ thống R = 0,95. Sử dụng phân tích cây hỏng hóc (hình 4) ta có độ tin cậy hệ thống xác định theo công thức:

$$R = R_{sh}^{2} R_{con} R_{bend} R^{4}_{bear}$$



Hình 4: Cấu trúc cây hỏng hóc

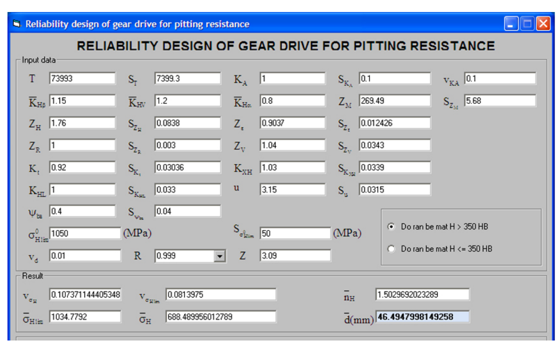
Chi tiết	*Bánh răng*	*Trục I*	*Trục II*	*Ổ lăn*
Độ tin cậy R	0,999	0,999	0,999	0,988

Bảng 2

Sử dụng các phương pháp phân phối độ tin cậy hệ thống ta tìm được độ tin cậy mỗi phần tử trong hệ thống như trong bảng 2.

3.1. Thiết kế và phân tích bánh răng

Thiết kế và phân tích bánh răng theo độ tin cậy, độ bền tiếp xúc. Biến thiết kế là đường kính vòng chia trung bình $\overline{d}$. Giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình các đại lượng ngẫu nhiên: $\overline{K}_A = 1$; $\overline{K}_{H\beta} = 1,15$; $\overline{K}_{HV} = 1,2$; $\overline{K}_{H\alpha} = 0,8$; hệ số biến phân tải trọng ngoài $v_{K_A} = 0,1$; T= N(73992, 7399,2); Z_M= N(269,49; 5,68); Z = N(1,76; 0,0838); Z_ε = N(0,9037; 0,012426); Z_R= N(1; 0,003), Z_V = N(1,04; 0,0343); K_t = N(0,92; 0,03036); K_{XH} = N(1,03; 0,0339); K_{HL} = N(1; 0,033); u = N(3,15; 0,0315); ψ_{ba} = N(0,4; 0,04). Vật liệu bánh răng là thép carbon được tôi bề mặt với giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình giới hạn mỏi tiếp xúc = N(1050, 50) MPa. Giả sử rằng, sai lệch bình phương trung bình đường kính Sd = 0,001 và độ tin cậy R = 0,999. Sau khi tính toán bằng chương trình RADME (hình 5) ta thu được = 46,49 mm và Sd = 0,0469 mm.



Hình 5

Sau khi chọn đường kính vòng chia d = N(48; 0,048) mm ta tiến hành phân tích độ tin cậy. Kết quả phân tích độ tin cậy theo các phương pháp khác nhau trình bày trong bảng 3.

Phương pháp	*Mômen thích hợp*	*FORM với MPP*	*Mô phỏng Monte Carlo*
Độ tin cậy R	0,9997299	0,9995335	0,9995407

Bảng 3

3.2. Thiết kế và phân tích trục

Đầu tiên ta thiết kế và phân tích cho trục I. Lực hướng tâm tác dụng lên trục I là F_{r2} = 800 N và ngược chiều với lực F_{r1}. Dữ liệu nhập vào: $m_{\sigma r}$ = 255 MPa, $s_{\sigma r}$ = 30 MPa; m_T = 73993 mm, S_T = 7399,3 Nmm, m_{Fr1} = 1122,1 N, S_{Fr1} = 112,2 N, m_{Ft1} = 3083 N, S_{Ft1} = 308,3N, m_{Fr2} = 800 N, S_{Fr2} = 80 N, m_l = 100 mm, S_l = 0,5 mm, m_a = 50 mm, S_a = 0,25mm, m_b = 70 mm, S_b = 0,35 mm. m_ε = 0,9, s_ε = 0,03; m_β = 1, s_β = 0,02; $m_{K\delta}$ = 2,5; $s_{K\delta}$ = 0,015; m_{KL} = 1,1; S_{KL} = 0,033. Thiết kế với độ tin cậy R = 0,999.

Để giảm bớt số lượng các đại lượng ngẫu nhiên thì trong giai đoạn thiết kế đầu tiên ta cần xây dựng bề mặt đáp ứng bậc thấp (bậc nhất) cho hàm trạng thái giới hạn với tất cả các đại lượng ngẫu nhiên. Phương trình hồi quy thu được như sau (cho trục I):

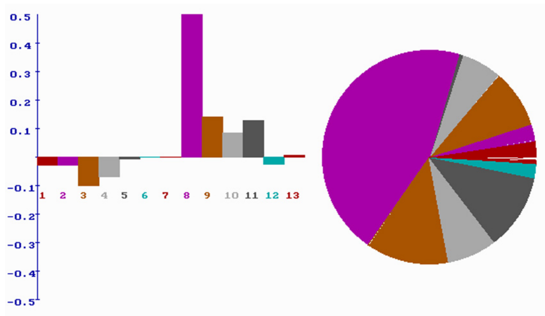
$$y = 46{,}414795 - 1{,}902249x_1 - 1{,}900806x_2 - 7{,}100178x_3 - 4{,}956725x_4 - 0{,}365519x_5 - 0{,}097684x_6 - 0{,}097828x_7 + 35{,}651551x_8 + 10{,}101273x_9 + 6{,}060764x_{10} + 9{,}091146x_{11} - 1{,}818229x_{12} + 0{,}491370x_{13}$$

Sau đó xác định chỉ số độ nhạy theo công thức:

$$s_i = \frac{b_i}{\sum_{i=1}^{k} |b_i|}$$

Kết quả được giá trị chỉ số độ nhạy:

s[1] = -0,02237170; s[2]= -0,02386888; s[3]= -0,08915865; s[4]= -0,06224280; s[5]= -0,00458991; s[6]= -0,00122664; s[7]= -0,00122845; s[8]= 0,44768517; s[9]= 0,12684413; s[10]= 0,07610648; s[11]=0,11415972;s[12]=-0,02283194; s[13]= 0,00617025

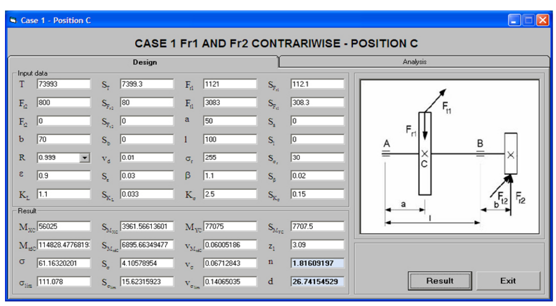


Hình 6: Chỉ số độ nhạy của các biến ngẫu nhiên:1 - F_{r1}; 2-F_{r2}; 3- F_{t1}; 4–T;5- l; 6-a; 7-b; 8- σ_n ; 9 - ε ; 10 - β ; 11 - K_L; 12 - K_σ ; 13 – d

Nếu chỉ số độ nhạy nhỏ hơn 1% (0,01), thì đại lượng ngẫu nhiên xem như là đơn định và khi tính lấy theo giá trị trung bình. Trên đồ thị phân tích độ nhạy (hình 6), đó là các biến l, a, b và d.

Sau đó, ta tiến hành tính toán thiết kế bằng chương trình RADME. Chọn nút Position C trong Case 1 (lực Fr1 và Fr2 ngược chiều).

Kết quả thu được d = 26,744 mm (hình 7). Giải bài toán trên theo phương pháp tối ưu kết hợp với phân tích độ tin cậy theo mô phỏng Monte Carlo ta thu được d = 26,695mm.



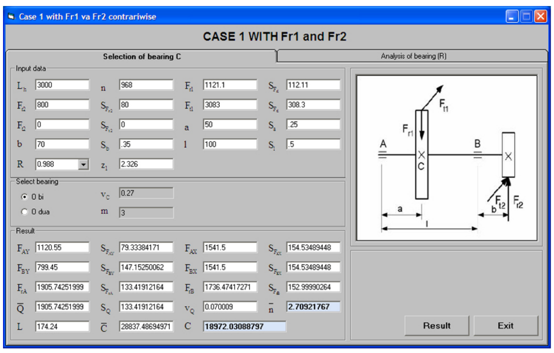
Hình 7: Thiết kế trục

Sau đó ta chọn theo tiêu chuẩn d = 28 mm và tiến hành phân tích độ tin cậy. Kết quả phân tích cho trên bảng 4.

Phương pháp	*Độ tin cậy R*
Mômen thích hợp	0,9998527
FORM với MPP	0,999913
Mô phỏng Monte Carlo	0,99990274

3.3. Chọn ổ

Độ tin cậy ổ lăn phụ thuộc vào thời gian. Chọn nút *Case* 1 trên hộp thoại chọn ổ cho trục I. Nhập dữ liệu đầu vào với tuổi thọ tính bằng giờ L_h = 3000 h và số vòng quay n = 968 vg/ph và độ tin cậy ổ R = 0,988 ta thu được kết quả như hình 8.



Hình 8: Chọn ổ

Khả năng làm việc tính toán C_t = 18972N, ta chọn ổ 305 với đường kính ngõng trục d = 25 mm. Tương tự ta chọn ổ cho trục II. Kết quả đánh giá độ tin cậy ổ đưa ra trong bảng 5.

Ổ	*Độ tin cậy R*
Trục I	0,9998527
Trục II	0,999913

Bảng 5: Đánh giá độ tin cậy ổ

Với các kết quả tính toán như trên độ tin cậy hệ thống:

$$R = R_{sh}^{2} R_{con} R_{bend} R^{4}_{bear}$$

$$R = 0{,}999913^{2}.0{,}9995335.1.$$

IV.KẾT LUẬN

Từ kết quả tính toán ta có một số kết luận sau:

- Để tính toán thiết kế các chi tiết máy thì phương pháp mômen thích hợp hiệu quả hơn vì dễ dàng xác định hệ số an toàn trung bình.

- Để phân tích độ tin cậy thì phương pháp tìm điểm xác suất lớn nhất chính xác hơn phương pháp mômen thích hợp (nếu so sánh với phương pháp chính xác nhất là mô phỏng Monte Carlo), tuy nhiên, phương pháp thứ hai đơn giản hơn.

- Trong các đại lượng ngẫu nhiên thì cơ tính vật liệu ảnh hưởng nhất đến kích thước thiết kế và độ tin cậy thiết kế máy, sau đó là thay đổi tải trọng. Sự thay đổi các đại lượng kích thước ít ảnh hưởng đến độ tin cậy và trong một số trường hợp có thể bỏ qua.

- Chương trình tự thiết lập RADME có thể ứng dụng để phân tích và tính toán thiết kế hệ thống truyền động cơ khí.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] Du X., Chen W. A most probable point-based method for efficient uncertainty analysis. Design Manufacturing (4-2001). pp. 47-66.

[2] Du X. Probabilistic Engineering Design. University of Missouri, 08-2004.

[3] Hou G. J.-H. A most probable point - based method for reliability analysis, sensitivity analysis and design optimization. NASA/CR-2004-213002 (02-2004).

[4] Hou G. J.-H., Gumbert C.R, Newman P. A. A most probable point-based method for reliability analysis, sensitivity analysis and design optimization. 9th ASCE Specialty Conference on Probabilistic Mechanics and Structural Reliability, (2004).

[5] Nguyễn Hữu Lộc, Thiết kế và phân tích hệ thống cơ khí theo độ tin cậy. NXB KHKT, 2006.

[6] Nguyễn Hữu Lộc, Cơ sở thiết kế máy, NXB ĐH Quốc gia TP Hồ Chí Mính, 2004.

[5] Nguyễn Hữu Lộc, Thiết kế và phân tích bộ truyền bánh răng theo độ tin cậy. NXB KHKT, 2005.

[5] Nguyễn Hữu Lộc, Thiết kế và phân tích hệ thống cơ khí theo độ tin cậy. NXB KHKT, 2005.

[5] Nguyễn Hữu Lộc, Thiết kế và phân tích hệ thống cơ khí theo độ tin cậy. NXB KHKT, 2005.

[8] Rao S. S., Tjandra Muljadra. Reliability- based design of automotive transmission systems. Reliability Engineering and System Safety (1994), pp. 159 – 169.

[9] Rao S.S. Reliability - Based Design. McGraw-Hill, 1992.