

PHÂN TÍCH VÀ THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY THEO ĐỘ TIN CẬY BẰNG PHƯƠNG PHÁP TÌM ĐIỂM XÁC SUẤT LỚN NHẤT VÀ MÔMEN THÍCH HỢP

RELIABILITY-BASED ANALYSIS AND DESIGN OF MACHINE ELEMENTS USING MOST PROBABLE POINT-BASED AND MATCHING MOMENT METHODS

Nguyễn Hữu Lộc

Bộ môn Thiết Kế Máy, Khoa Cơ Khí
Đại học Bách Khoa TP. Hồ Chí Minh

Tóm tắt

Trong thiết kế và chế tạo kết cấu và chi tiết máy, các tính chất và kích thước thay đổi một cách ngẫu nhiên. Nguyên nhân sự khác nhau này là do sự thay đổi của tải trọng tác dụng, cơ tính vật liệu, và chất lượng gia công (dung sai kích thước). Báo cáo trình bày phương pháp tìm điểm xác suất lớn nhất để phân tích và mômen thích hợp để thiết kế kết cấu và chi tiết máy trên cơ sở độ tin cậy. Trên cơ sở đó thiết lập chương trình phân tích và thiết kế kết cấu và chi tiết máy RADME.

Abstract

In the design of machine elements for mass-production every item produced will be different. Uncertainties or variability in load, materials and manufacturing quality are caused this different. Introduce theory fundamental of reliability analysis and reliability based - design of machine elements using most probable point-based and matching moment methods. Establish reliability - based analysis and design software RADME (**R**eliability- based **A**nalysis and **D**esign of **M**echanical system).

1. GIỚI THIỆU

Trong phương pháp thiết kế truyền thống, còn gọi là thiết kế đơn định, ta thiết kế các chi tiết máy theo các chỉ tiêu về khả năng làm việc, độ an toàn của chi tiết cơ khí hoặc kết cấu là hệ số an toàn. Tuy nhiên trong thực tế các đại lượng thiết kế là các đại lượng ngẫu nhiên, sự thay đổi ngẫu nhiên là do ba nguyên nhân chính: sự thay đổi các thông số (sự gia công không chính xác, tải trọng ngoài thay đổi ngẫu nhiên, cơ tính vật liệu...), sai số mô hình tính toán (ví dụ công thức xác định ứng suất thu được theo nhiều giả thuyết khác nhau...), sai số do phương pháp tính (sai số giữa phương pháp số và phương pháp giải tích...). 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

(gây nên các sự kiện hỏng hóc nghiêm trọng) cho sản phẩm. Phương pháp thiết kế xác suất (thiết kế theo độ tin cậy [1-4, 6, 13, 19-20], thiết kế bền vững [7] và thiết kế 6 sigma [10]) nghiên cứu tính toán theo sự phân bố xác suất các đại lượng thiết kế, thay vì chỉ sử dụng các giá trị đơn định. Phương pháp thiết kế xác suất này đảm bảo độ tin cậy cho trước, an toàn, chất lượng và tính kinh tế sản phẩm.

Trong tính toán ta phân biệt tính toán thiết kế và phân tích. Phân tích và thiết kế máy và chi tiết máy trên cơ sở độ tin cậy chỉ được chú ý vào những năm gần đây [12, 13, 17, 18, 19, 20].

Thông thường ta sử dụng ba loại phương pháp để tính toán độ tin cậy theo hàm trạng thái tới hạn.

- Phương pháp thứ nhất dựa trên cơ sở lấy mẫu thử ngẫu nhiên hay gọi là phương pháp mô phỏng Monte Carlo [6, 15].
- Phương pháp xấp xỉ dựa trên mô hình giải tích độ tin cậy kết cấu [1, 5, 6, 8, 9, 11, 19, 20].
- Phương pháp thứ ba là sử dụng mô hình thay thế để thay thế các hàm trạng thái tới hạn $g(\mathbf{X})$ bằng quy hoạch thực nghiệm [6, 15].

Đối tượng nghiên cứu trong bài báo cáo này đưa ra trình tự đầy đủ và hiệu quả thiết kế và phân tích kết cấu và chi tiết máy, sử dụng phương pháp tìm kiếm điểm xác suất lớn nhất và mômen thích hợp. Dựa theo các phương pháp này chúng tôi xây dựng chương trình phân tích và thiết kế kết cấu và chi tiết máy RADME.

2. PHÂN TÍCH ĐỘ TIN CẬY THEO PHƯƠNG PHÁP TÌM ĐIỂM XÁC SUẤT LỚN NHẤT

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

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

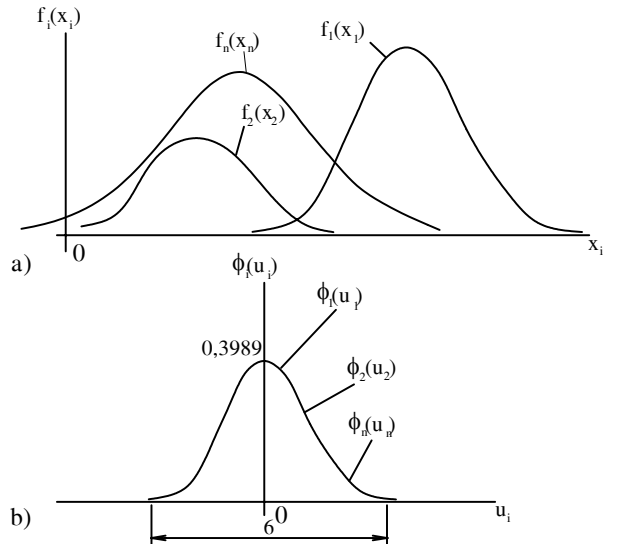
Các phương pháp phổ biến thường được sử dụng trong việc phân tích độ tin cậy là phương pháp mômen thích hợp, phương pháp xấp xỉ bậc nhất và xấp xỉ bậc hai. Cơ sở của các phương pháp này là làm đơn giản quá trình tính toán thông qua việc đơn giản hoá các công thức dưới dấu tích phân $f_{\mathbf{X}}(\mathbf{x})$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

Phương pháp xấp xỉ bậc 1 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 [6].

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 $f_{\mathbf{X}}(\mathbf{x})$ được đơn giản hoá bằng cách biến đổi các biến ngẫu

nhiên. Không gian của các biến ngẫu nhiên ban đầu $\mathbf{X} = (X_1, X_2, \dots, X_n)$ được gọi là không gian X (hình 1a). 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 (hình 1b).

$$F_{X_i}(x_i) = \Phi(u_i) \quad \text{với } X_i = m_{X_i} + U_i S_{X_i} \quad (2)$$



Hình 1

Sau khi biến đổi hàm trạng thái giới hạn có dạng $Y = g(\mathbf{U})$.

Khi đó độ tin cậy được xác định theo công thức:

$$R = P\{g(\mathbf{U}) > 0\} = \int_{g(\mathbf{U}) > 0} \phi_{\mathbf{U}}(\mathbf{u}) d\mathbf{u} \quad (3)$$

Vì các biến u_i là độc lập, nên hàm $\phi_{\mathbf{U}}(\mathbf{u})$ được xác định:

$$\phi_{\mathbf{U}}(\mathbf{u}) = \prod_{i=1}^n \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{u_i^2}{2}} \quad (4)$$

Để việc tính toán hàm tích phân ở công thức (3) được đơn giản hơn thì hàm trạng thái giới hạn $g(\mathbf{U}) = 0$ được xấp xỉ thành hàm tuyến tính qua phép khai triển Taylor bậc 1:

$$g(\mathbf{U}) \approx L(\mathbf{U}) = g(\mathbf{u}^*) + \nabla g(\mathbf{u}^*)(\mathbf{U} - \mathbf{u}^*)^T \quad (5)$$

với $\mathbf{u}^* = (u_1^*, u_2^*, \dots, u_n^*)$ là điểm khai triển, T là ký hiệu ma trận chuyển vị và $\nabla g(\mathbf{u}^*)$ là gradien của hàm $g(\mathbf{U})$ tại \mathbf{u}^* :

$$\nabla g(\mathbf{u}^*) = \left(\frac{\partial g(\mathbf{U})}{\partial U_1}, \frac{\partial g(\mathbf{U})}{\partial U_2}, \dots, \frac{\partial g(\mathbf{U})}{\partial U_n} \right) \Big|_{\mathbf{u}^*} \quad (6)$$

Để làm giảm sai số, cách đơn giản nhất là người ta tiến hành khai triển hàm $g(\mathbf{U})$ tại điểm xác suất lớn nhất. Bài toán tìm điểm xác suất lớn nhất, là điểm thuộc mặt $g(\mathbf{U}) = 0$ và có mật độ phân phối theo \mathbf{U} lớn nhất:

Tìm giá trị lớn nhất:

$$\prod_{i=1}^n \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{u_i^2}{2}} \quad (7)$$

với điều kiện $g(\mathbf{U}) = 0$.

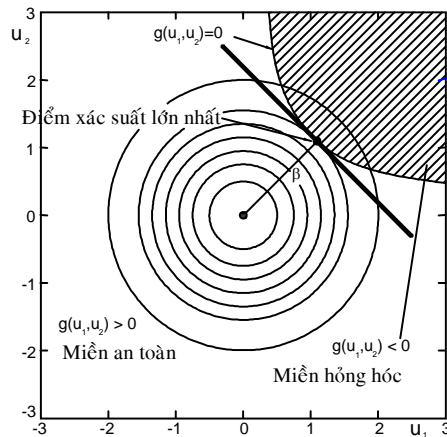
Bài toán trên tương đương:

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

$$\|\mathbf{u}\| = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_n^2} \quad (8)$$

là độ dài của vectơ \mathbf{u} .

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



Hình 2. Tích phân xác suất theo xấp xỉ bậc nhất

Vì $g(\mathbf{U}) = 0$ tại điểm xác suất lớn nhất \mathbf{u}^* , cho nên:

$$L(\mathbf{U}) = \sum_{i=1}^n \frac{\partial g(\mathbf{U})}{\partial U_i} \Big|_{\mathbf{u}^*} (U_i - u_i^*) = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i U_i \quad (9)$$

$$\text{với } a_0 = - \sum_{i=1}^n \frac{\partial g(\mathbf{U})}{\partial U_i} \Big|_{\mathbf{u}^*} u_i^* \text{ và } a_i = \frac{\partial g(\mathbf{U})}{\partial U_i} \Big|_{\mathbf{u}^*} \quad (10)$$

Từ công thức (9) ta thấy rằng hàm $L(\mathbf{U})$ là hàm tuyến tính với các biến tuân theo qui luật phân phối chuẩn, do vậy hàm $L(\mathbf{U})$ cũng là phân phối chuẩn với giá trị trung bình và sai lệch trung bình:

$$m_L = a_0 = - \sum_{i=1}^n \frac{\partial g(\mathbf{U})}{\partial U_i} \Big|_{\mathbf{u}^*} u_i^*; \quad (11)$$

$$S_L = \sqrt{\sum_{i=1}^n a_i^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial g}{\partial U_i} \Big|_{\mathbf{u}^*} \right)^2} \quad (12)$$

Độ tin cậy R được xấp xỉ theo công thức:

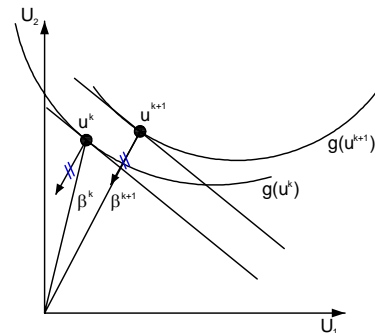
$$R \approx P\{L(\mathbf{U}) > 0\} = 1 - \Phi\left(\frac{-m_L}{S_L}\right) = 1 - \Phi\left(\frac{\sum_{i=1}^n \frac{\partial g}{\partial U_i} \Big|_{\mathbf{u}^*} u_i^*}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial g}{\partial U_i} \Big|_{\mathbf{u}^*} \right)^2}}\right) \quad (13)$$

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

$$\text{với } \mathbf{a} = (\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n) = \frac{\nabla g(\mathbf{u}^*)}{\|\nabla g(\mathbf{u}^*)\|} \quad (14)$$

là vectơ đơn vị của hàm $\Delta(\mathbf{u}^*)$ và

$$\alpha_i = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\partial g}{\partial U_i} \Big|_{\mathbf{u}^*}}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial g}{\partial U_i} \Big|_{\mathbf{u}^*} \right)^2}}, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (15)$$



Hình 3. Tìm điểm xác suất lớn nhất

Theo hình 2, thì điểm xác suất lớn nhất \mathbf{u}^* chính là tiếp điểm của hàm trạng thái giới hạn và

đường tròn có bán kính là β , do vậy vectơ đơn vị dọc theo vectơ \mathbf{u}^* có giá trị $\frac{\mathbf{u}^*}{\|\mathbf{u}^*\|} = \frac{\mathbf{u}^*}{\beta}$ bằng với giá trị của vectơ đơn vị \mathbf{a} :

$$\frac{\mathbf{u}^*}{\beta} = \mathbf{a} \text{ hoặc } \mathbf{u}^* = -\beta \mathbf{a} \quad (16)$$

Khi đó hàm độ tin cậy sẽ được xác định qua công thức sau:

$$\begin{aligned} R &\approx P\{L(\mathbf{U}) > 0\} = 1 - \Phi(\mathbf{a}\mathbf{u}^{*T}) \\ &= 1 - \Phi(-\beta\mathbf{a}\mathbf{a}^T) = 1 - \Phi(-\beta) \end{aligned} \quad (17)$$

Chú ý rằng:

$$\mathbf{a}\mathbf{a}^T = \sum_i \alpha_i^2 = 1 \quad (18)$$

Có rất nhiều phương pháp số đã được phát triển để thực hiện công việc tìm điểm xác suất lớn nhất. Giải thuật tìm kiếm điểm xác suất lớn nhất này sử dụng công thức hồi quy và nó dựa vào tuyến tính hoá hàm trạng thái giới hạn. Giá trị điểm xác suất lớn nhất ở vòng lặp thứ k là \mathbf{u}^k được xác định theo công thức:

$$\mathbf{g}(\mathbf{u}^{k+1}) = \mathbf{g}(\mathbf{u}^k) + \nabla\mathbf{g}(\mathbf{u}^k)(\mathbf{u}^{k+1} - \mathbf{u}^k)^T = 0 \quad (19)$$

Từ công thức (16) ta có:

$$\mathbf{u}^k = -\beta^k \mathbf{a}^k$$

Vì \mathbf{a} là vectơ đơn vị, từ hình 3 ta có:

$$\mathbf{u}^{k+1} = -\beta^{k+1} \mathbf{a}^k \quad (20)$$

thế \mathbf{u}^k và \mathbf{u}^{k+1} vào công thức (19) thu được:

$$\begin{aligned} &\mathbf{g}(\mathbf{u}^k) + \nabla\mathbf{g}(\mathbf{u}^k)(\mathbf{a}^k)^T(\beta^k - \beta^{k+1}) \\ &= \mathbf{g}(\mathbf{u}^k) + \|\nabla\mathbf{g}(\mathbf{u}^k)\|(\beta^k - \beta^{k+1}) = 0 \end{aligned} \quad (21)$$

từ đây suy ra:

$$\mathbf{u}^{k+1} = -\mathbf{a}^k \beta^{k+1} = -\mathbf{a}^k \left\{ \beta^k + \frac{\mathbf{g}(\mathbf{u}^k)}{\|\nabla\mathbf{g}(\mathbf{u}^k)\|} \right\} \quad (22)$$

Để sử dụng công thức (22) ta cần phải có một điểm khởi đầu \mathbf{u}^0 và thông thường $\mathbf{u}^0 = 0$.

Các điều kiện hội tụ được sử dụng để kết thúc vòng lặp: $\|\mathbf{u}^{k+1} - \mathbf{u}^k\| \leq \varepsilon_1, \|\beta^{k+1} - \beta^k\| \leq \varepsilon_3$

và $\|\nabla\mathbf{g}(\mathbf{u}^{k+1}) - \nabla\mathbf{g}(\mathbf{u}^k)\| \leq \varepsilon_2$ với $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ có giá trị rất nhỏ.

Trình tự thực hiện:

1. Lập hàm trạng thái tới hạn $g(X)$.
2. Chuyển từ không gian X sang U .
3. Chọn \mathbf{u}^0 là điểm khởi đầu.
4. Xác định $\mathbf{g}(\mathbf{u}^0)$ từ hàm trạng thái tới hạn.
5. Xác định $\nabla\mathbf{g}(\mathbf{u}^0)$ theo công thức (6).

$$6. \text{ Tính } \|\nabla\mathbf{g}(\mathbf{u}^0)\| = \sqrt{(\nabla\mathbf{g}(\mathbf{u}^0))^2} \quad (25)$$

$$7. \text{ Tính tỉ số } \mathbf{a}^0 = \frac{\nabla\mathbf{g}(\mathbf{u}^0)}{\|\nabla\mathbf{g}(\mathbf{u}^0)\|}.$$

$$8. \text{ Xác định giá trị } \beta^0 = \|\mathbf{u}^0\|.$$

9. Vòng lặp kế tiếp bắt đầu với

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

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

3. 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 suất 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 tới hạn, chi tiết an toàn khi $g(Z, Y) > 0$, bị hỏng khi $g(Z, Y) \leq 0$.

Khi tính toán thiết kế độ tin cậy kết cấu trên cơ sở độ bền thì $g = Z - Y$, trong đó $Z = f_1(Z_1, Z_2, \dots, Z_m) = f_1(X_1, X_2, \dots, X_m)$ là độ bền và $Y = f_2(Y_1, Y_2, \dots, Y_k) = f_2(X_{m+1}, X_{m+2}, \dots, X_{m+k})$ là

ứng suất. Trong bài toán thiết kế, để bài toán có thể giải được thông thường ta sử dụng phương pháp mômen thích hợp, khi đó khai triển hàm trạng thái tới hạn tại điểm có giá trị trung bình các biến ngẫu nhiên. Chỉ số độ tin cậy β xác định theo công thức:

$$\beta = \frac{m_g}{S_g} = \frac{m_Z - m_Y}{\sqrt{S_Z^2 + S_Y^2}} = \frac{f_1(m_{Z1}, m_{Z2}, \dots, m_{Zm}) - f_2(m_{Y1}, m_{Y2}, \dots, m_{Yk})}{\sqrt{\sum_{i=1}^m \left[\frac{\partial f_1}{\partial Z_i} \right]_m^2 S_{Zi}^2 + \sum_{i=1}^k \left[\frac{\partial f_2}{\partial Y_i} \right]_m^2 S_{Yi}^2}} \quad (23)$$

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

$$Z = \prod_{i=1}^m Z_i^{\alpha_i} \quad \text{và} \quad Y = \prod_{i=1}^k Y_i^{\beta_i} \quad \text{với } \alpha_i, \beta_i \text{ là chỉ số mũ.}$$

Khi đó giá trị trung bình m_Z, m_Y và hệ số biến phân tương ứng v_Z, v_Y sẽ bằng:

$$m_Z = \prod_{i=1}^m m_{Zi}^{\alpha_i}; \quad m_Y = \prod_{i=1}^k m_{Yi}^{\beta_i} \quad (24)$$

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

với v_i - hệ số biến phân của nhân tố x_i .

$$\beta = \frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 \sum_{i=1}^m \alpha_i^2 v_{Zi}^2 + \sum_{i=1}^k \beta_i^2 v_{Yi}^2}} \quad (25)$$

trong đó $\bar{n} = \frac{m_Z}{m_Y}$ là giá trị trung bình hệ số an toàn, v_Z và v_Y là hệ số biến phân những đại lượng Z và Y .

Giải phương trình trên ta suy ra \bar{n} , từ đây xác định kích thước cần tìm.

Sau đây trình bày trình tự tính toán thiết kế chi tiết máy theo độ tin cậy với ví dụ là trục truyền động:

1. Xác định công thức tính tải trọng tương đương, đối với trục truyền động là mômen tại những tiết diện nguy hiểm.
2. Giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình mômen tương đương:

$$\bar{M}_{td} = \sqrt{\bar{M}_x^2 + \bar{M}_y^2 + 0,75\bar{T}^2} \quad (26)$$

$$S_{Mtd} = \frac{\sqrt{\bar{M}_x^2 S_{MX}^2 + \bar{M}_y^2 S_{MY}^2 + 0,75\bar{T}^2 S_T^2}}{\bar{M}_{td}} \quad (27)$$

$$v_{Mtd} = S_{Mtd} \bar{M}_{td} \quad (28)$$

3. Giá trị trung bình của ứng suất uốn:

$$\bar{\sigma} = \frac{32\bar{M}_{td}}{\pi \bar{d}^3} \quad (29)$$

4. Từ công thức (24) suy ra công thức xác định hệ số biến phân v_σ :

$$v_\sigma = \sqrt{v_{Mtd}^2 + 9v_d^2} \quad (30)$$

Sai lệch bình phương ứng suất uốn:

$$S_\sigma = v_\sigma \bar{\sigma} \quad (31)$$

5. Giới hạn mỗi σ_{lim} xác định theo công thức:

$$\sigma_{lim} = \frac{\sigma_r \varepsilon \beta}{K_\sigma} K_L \quad (32)$$

Giá trị trung bình giới hạn mỗi:

$$\bar{\sigma}_{lim} = \frac{\bar{\sigma}_r \bar{\varepsilon} \bar{\beta}}{\bar{K}_\sigma} \bar{K}_L \quad (33)$$

6. Từ công thức (24) suy ra hệ số biến phân giới hạn mỗi:

$$v_{\sigma_{lim}} = \sqrt{v_{\sigma_r}^2 + v_\varepsilon^2 + v_{K_\sigma}^2 + v_\beta^2 + v_{K_{HL}}^2} \quad (34)$$

Sai lệch bình phương trung bình:

$$S_{\sigma_{lim}} = v_{\sigma_{lim}} \bar{\sigma}_{lim} \quad (35)$$

7. Xác suất làm việc không hỏng của chi tiết phụ thuộc vào chỉ số độ tin cậy β :

$$\beta = \frac{\bar{\sigma}_{lim} - \bar{\sigma}}{\sqrt{S_{\sigma_{lim}}^2 + S_\sigma^2}} = \frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_{\sigma_{lim}}^2 + v_\sigma^2}} \quad (36)$$

trong đó \bar{n} - hệ số an toàn $\bar{n} = \frac{\bar{\sigma}_{lim}}{\bar{\sigma}}$

8. Thay thế những biểu thức \bar{n} và v_σ^2 vào (36) và giải phương trình theo \bar{n}

$$\beta^2 (\bar{n}^2 v_{\sigma_{lim}}^2 + v_\sigma^2) = (\bar{n} - 1)^2$$

9. Giải phương trình trên ta tìm được \bar{n} , suy ra

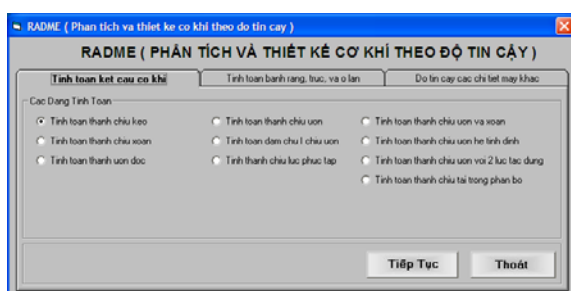
$\bar{\sigma} = \frac{\bar{\sigma}_{lim}}{\bar{n}}$, từ phương trình (29) ta tìm được \bar{d} :

$$\bar{d} = \sqrt[3]{\frac{32\bar{M}_{td}\bar{n}}{\pi\bar{\sigma}_{lim}}} \quad (37)$$

10. Để đánh giá độ tin cậy trực ta sử dụng công thức (36) hoặc tìm điểm xác suất lớn nhất trình bày mục 2.

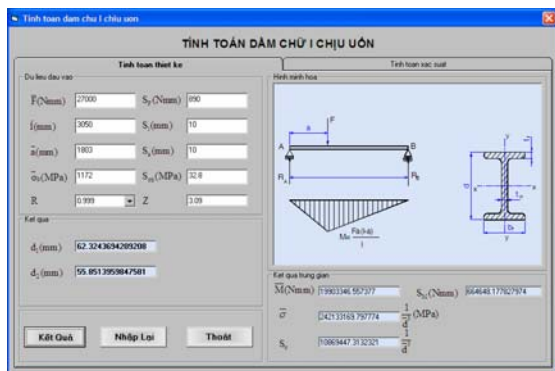
4. KẾT QUẢ TÍNH TOÁN ĐỘ TIN CẬY

Theo cơ sở lý thuyết đã trình bày mục 2 và 3 chúng tôi đã xây dựng được chương trình tính toán thiết kế và phân tích trên cơ sở độ tin cậy RADME. Những đối tượng tính toán gồm 03 nhóm: các kết cấu cơ khí với những trạng thái ứng suất khác nhau, các chi tiết chủ yếu hệ thống truyền động: bánh răng, trục, ổ lăn và các nhóm chi tiết máy khác (hình 4).



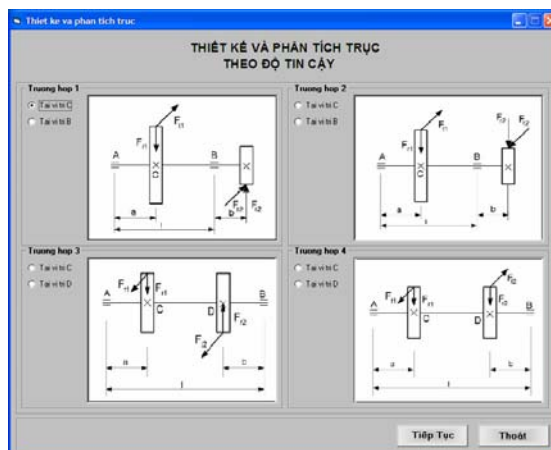
Hình 4. Chọn chi tiết tính toán

Trên mỗi chi tiết ta có thể tiến hành tính toán thiết kế hoặc phân tích độ tin cậy (hình 5).



Hình 5. Thiết kế và phân tích độ tin cậy kết cấu

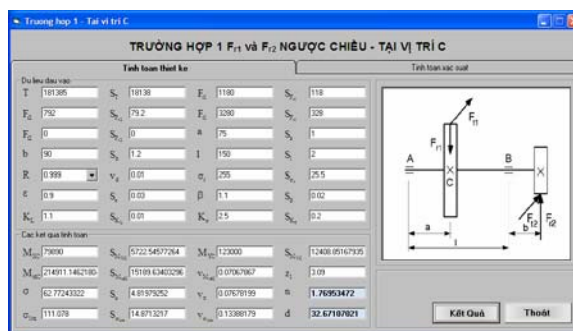
Trong nội dung báo cáo này chúng tôi muốn trình bày cụ thể phần tính trực truyền động. Phần tính toán thiết kế trình bày theo trình tự như mục 3. Trực truyền động gồm 3 đoạn trục và được phân loại thành 04 trường hợp như hình 6.



Hình 6. Những trường hợp chịu tải trực truyền động

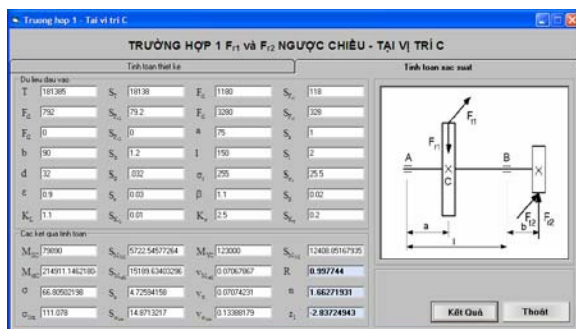
Ví dụ các thông số nhập vào cho trường hợp 1 [13]: vật liệu chọn có giới hạn mỗi $m_{\sigma-1} = 255\text{MPa}$, hệ số biến phân $v_{\sigma-1} = 0,1$. Các đại lượng ngẫu nhiên là tải trọng tác dụng: $m_T = 181380\text{ Nmm}$, $S_T = 18138\text{ Nmm}$, $m_{F_{r1}} = 1180\text{ N}$, $S_{F_{r1}} = 118\text{ N}$, $m_{F_{r2}} = 792\text{ N}$, $S_{F_{r2}} = 79,2\text{ N}$, $m_{F_{t1}} = 3280\text{ N}$, $S_{F_{t1}} = 328\text{ N}$. Các đại lượng ngẫu nhiên là kích thước $m_i = 150\text{ mm}$, $S_i = 2\text{ mm}$, $m_a = 75\text{ mm}$, $S_a = 1\text{ mm}$, $m_b = 90\text{ mm}$, $S_b = 1,2\text{ mm}$. Các đại lượng liên quan giới hạn mỗi : $m_\epsilon = 0,8$, $S_\epsilon = 0,02$; $m_\beta = 1$, $S_\beta = 0,02$; $m_{K_\sigma} = 2,5$, $S_{K_\sigma} = 0,03$; $m_{K_L} = 1,1$, $S_{K_L} = 0,033$. Thiết kế với độ tin cậy $R = 0,999$.

Kết quả tính toán thiết kế tại vị trí C như hình 7.



Hình 7. Tính toán thiết kế trục

Sau đó với các số liệu trên và lấy đường kính d có giá trị trung bình và sai lệch bình phương trung bình ta tiến hành phân tích độ tin cậy tại vị trí C (hình 8).



Hình 8. Tính toán phân tích độ tin cậy

Ứng dụng chương trình trên ta khảo sát ảnh hưởng các đại lượng ngẫu nhiên đến độ tin cậy và kích thước thiết kế. Giới hạn mỏi σ_{-1} ảnh hưởng lớn nhất, ví dụ các giá trị hệ số biến phân $v_{\sigma-1}$ là 0,01, 0,1 và 0,2 thì kích thước đường kính d tăng đáng kể tương ứng 30,7218, 32,6711 và 39,5186 mm và độ tin cậy giảm dần 0,999971, 0,997744 và 0,96327. Độ chính xác kích thước ít ảnh hưởng đến độ tin cậy. Do đó trong một số bài toán ta có thể bỏ qua sự ảnh hưởng này.

Sau đó tiến hành so sánh giữa hai phương pháp phân tích độ tin cậy phương pháp mômen thích hợp và xấp xỉ chuỗi Taylor bậc nhất, kết hợp tìm kiếm điểm xác suất lớn nhất. Ta khảo sát tại điểm B trường hợp 1 (hình 6), khi đó ta xem các đại lượng σ_{lim} , F_r và T là các đại lượng ngẫu nhiên. Theo phương pháp mômen thích hợp ta tìm được $\beta = 2,66085$, tương ứng $R = 0,99608$.

Khi phân tích theo phương pháp tìm kiếm điểm xác suất lớn nhất. Hàm trạng thái tới hạn có dạng:

$$g(\mathbf{X}) = \sigma_{lim} - \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{b^2 F_{r2}^2 + 0,75 T^2}$$

Khi chuyển sang không gian U thì hàm trạng thái có dạng:

$$g(\mathbf{X}) = (111,078 + 16,3874 U_{\sigma_{lim}}) - \sqrt{7,23116(10 + U_{Fr2})^2 + 35,11662(10 + U_T)^2}$$

Qua 3 vòng lặp, các kết quả hội tụ tại chỉ số độ tin cậy $\beta = 2,66192$, tương ứng $R = 0,99609$. Kết quả trên bảng 1.

Bảng 1

Bước lặp	β	(U_{σ}, U_F, U_T)
0	0	(0, 0, 0)
1	2,66084	(-2,52212, 0,17102, 0,83053)
2	2,66192	(-2,52114, 0,16219, 0,838699)
3	2,66192	(-2,52114, 0,16219, 0,838699)

Kết quả hai phương pháp có sai lệch, tuy nhiên không đáng kể.

5. KẾT LUẬN

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

- Phương pháp tìm kiếm điểm xác suất lớn nhất chính xác hơn phương pháp mômen thích hợp. tuy nhiên phương pháp thứ hai đơn giản hơn. Trong một số trường hợp khi phân tích độ tin cậy có sự sai lệch không đáng kể giữa hai phương pháp. Để giải các bài toán thiết kế trên cơ sở độ tin cậy nên sử dụng phương pháp mômen thích hợp.
- Chương trình tự thiết lập RADME có thể ứng dụng để phân tích và tính toán thiết kế chi tiết máy và kết cấu cơ khí.
- 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.

6. TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] BROWSE J. *Probabilistic design*. Swinburne University of technology, Australia. 2001.
- [2] Carter A.D.S., *Mechanical Reliability*, John Wiley & Sons. New York. 1999.
- [3] Crowe D, Finberg A., *Design for reliability*, CRC Press, 2001.
- [4] Dhillon B.S., *Design reliability*. CRC Press, 1999. John Wiley & Sons. 2001.
- [5] Du X., Chen W. A most probable point-based method for efficient uncertainty

- analysis. Design Manufacturing 4-2001. pp. 47-66.
- [6] Du X. Probabilistic Engineering Design. University of Missouri. 08-2004.
- [7] Fowlkes W. Y., Creveling C. M. Engineering Methods for Robust Design. Addison Wesley. 1997.
- [8] Hou G. J.-H. A most probable point-based method for reliability analysis, sensitivity analysis and design optimization. NASA/CR-2004-213002. 02-2004.
- [9] 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.
- [10] Goldman L., Campbell C. Crystal ball and design for six sigma. Proceedings of 2004 Winter Simulation Conference, USA. 2004.
- [11] Huibin Liu, Wei Chen, Agus Sudjianto. Probabilistic sensitivity analysis methods for design under uncertainty. AIAA. 2001.
- [12] Mackaldener M. Tooth Interior fatigue fracture and robustness of gears. Ph.D thesis. Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 2002.
- [13] Nguyễn Hữu Lộc, Độ tin cậy trong thiết kế kỹ thuật, NXB ĐH Quốc gia TP Hồ Chí Minh, 2002.
- [14] Nguyễn Hữu Lộc, Cơ sở thiết kế máy, NXB ĐH Quốc gia TP Hồ Chí Minh, 2004.
- [15] Nowak A.S., Collins K.K. Reliability of structure. Mc Grill Hill, 2000.
- [16] Rao S. S., Tjandra Muljadra. Reliability-based design of automotive transmission systems. Reliability Engineering and System Safety. 1994, pp. 159 – 169.
- [17] Rao S.S. Reliability - Based Design. McGraw-Hill, 1992.
- [18] Wei Wang, Wu J., Lust R.V. Deterministic design, reliability-based design and robust design. 2001.
- [19] Ключев В.В. и др, Надежности машин (Машиностроение - Энциклопедия). Москва, Машиностроение, 2001.
- [20] Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. Надежности машин. Москва, Машиностроение, 1988.