

## Xây dựng chương trình tính toán thiết kế bộ trục bánh xe toa xe theo độ tin cậy của các mối ghép có độ dôi

Development of a calculation program to design wagon wheelsets based on the reliability of redundant joints

Đỗ Đức Tuấn\*, Nguyễn Đức Toàn

Trường Đại học Giao thông vận tải

\*Email: ddtuan@utc.edu.vn

Mobile: 0913905814

---

### Tóm tắt

---

#### Từ khóa:

Bộ trục bánh xe; Chương trình tính toán; Mối ghép có độ dôi; Thiết kế theo độ tin cậy.

Bài báo trình bày cơ sở lý thuyết, từ đó thiết lập các sơ đồ thuật toán và xây dựng chương trình tính toán thiết kế bộ trục bánh xe toa xe theo độ tin cậy của mối ghép có độ dôi, nhằm xác định đường kính nhỏ nhất cùng độ dôi của các mối ghép mà vẫn đảm bảo được độ tin cậy cho trước của hệ (bộ trục bánh xe) và của từng phần tử (của từng mối ghép).

---

### Abstract

---

#### Keywords:

Calculation programs; Design based on reliability, Redundant joints; Wheelsets.

The article presents theoretical fundamentals, from that we establish algorithmic diagrams and develop a calculation program to design wagon wheelsets based on the reliability of redundant joints, in order to determine the minimum diameter and the redundancy of joints while still guarantee the predetermined system reliability (wheelsets) and individual element reliability (each joint).

---

Ngày nhận bài: 06/7/2018

Ngày nhận bài sửa: 03/9/2018

Ngày chấp nhận đăng: 15/9/2018

---

## 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Việc xây dựng phần mềm thiết kế bộ trục bánh xe đầu máy, toa xe theo độ tin cậy đã được trình bày trong [3].

Mặt khác, việc thiết lập chương trình tính toán độ bền bộ trục bánh xe đầu máy theo phương pháp truyền thống; thiết lập chương trình phân bổ độ tin cậy cho các phần tử của bộ trục bánh xe đầu máy trong quá trình thiết kế; thiết kế bộ trục bánh xe đầu máy theo độ tin cậy của sức bền và hiệu ứng tải trọng và thiết kế bộ trục bánh xe đầu máy theo độ tin cậy của các mối ghép có độ dôi đã được trình bày trong [6], [7], [8].

Đối với bộ trục bánh xe toa xe cũng cần thiết thiết lập các chương trình tính toán tương tự như bộ trục bánh xe đầu máy đã nêu ở trên.

Việc thiết lập chương trình phân bổ độ tin cậy cho các phần tử của bộ trục bánh xe toa xe trong quá trình thiết kế và thiết lập chương trình tính toán thiết kế bộ trục bánh xe theo độ tin cậy

của sức bền và hiệu ứng tải trọng được trình bày trong một bài báo khác của Hội nghị KH&CN toàn quốc về Cơ khí lần thứ V.

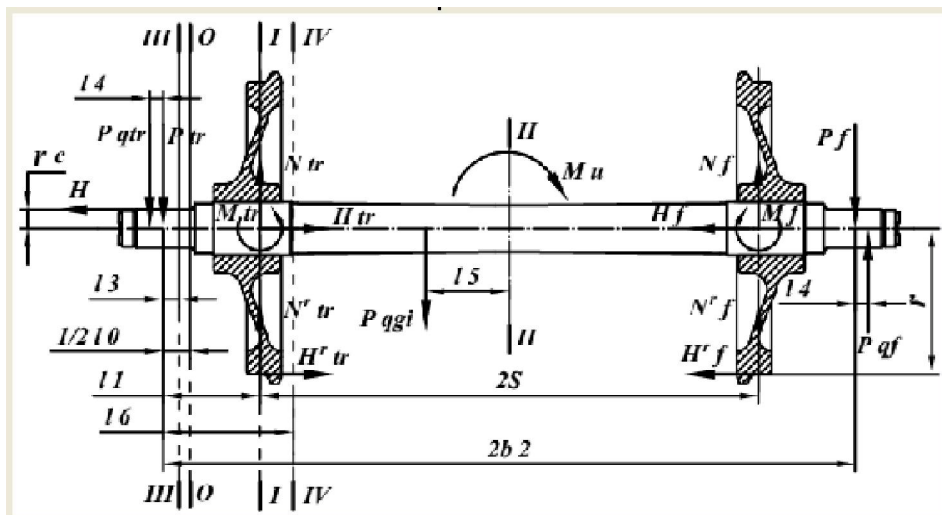
Nội dung bài báo này trình bày quá trình xây dựng chương trình tính toán thiết kế bộ trục bánh xe toa xe hãm guốc, bầu dầu ổ bi theo độ tin cậy của các mối ghép có độ dôi. Đây là phần tính toán cho bộ trục bánh xe toa xe, do vậy nó khác biệt một cách cơ bản so với nội dung tính toán cho bộ trục bánh xe đầu máy đã trình bày trong [8].

Cơ sở ban đầu cho việc xây dựng chương trình này là sơ đồ kết cấu và sơ đồ lực tác dụng lên trục bánh xe toa xe guốc, bầu dầu ổ bi đã được trình bày trong [2], [9], [3].

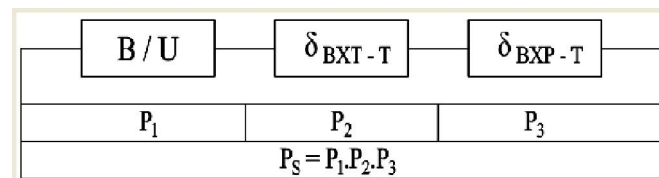
## 2. CƠ SỞ THIẾT KẾ BỘ TRỤC BÁNH XE TOA XE THEO ĐỘ DÔI MỐI GHÉP

### 2.1. Mô hình hóa kết cấu bộ trục bánh xe theo quan điểm của lý thuyết độ tin cậy

Bộ trục bánh xe toa xe hãm guốc, bầu dầu ổ bi, bao gồm trục bánh và các bánh xe lắp ghép với trục bằng độ dôi (hình 1). Theo lý thuyết độ tin cậy, kết cấu bộ trục bánh xe được coi là một hệ thống và được phân chia thành ba phần tử liên kết nối tiếp với nhau: phần tử biểu thị "sức bền" B và "tải trọng" U, ký hiệu là B/U; phần tử bánh xe bên trái lắp ghép có độ dôi với trục, ký hiệu là  $\delta_{BXT-T}$  và phần tử bánh xe bên phải lắp ghép có độ dôi với trục, ký hiệu là  $\delta_{BXP-T}$  (hình 2). Các phần tử nêu trên có độ tin cậy tương ứng là  $P_1, P_2, P_3$  và độ tin cậy của cả hệ là  $P_s$ . Đối với hệ liên kết nối tiếp các phần tử không phục hồi thì  $P_s = P_1 P_2 P_3$ .



Hình 1. Kết cấu bộ trục bánh xe toa xe hãm guốc, bầu dầu ổ bi



Hình 2. Sơ đồ bộ trục bánh xe toa xe hãm guốc, bầu dầu ổ bi theo mô hình lý thuyết độ tin cậy

Một cách tổng quát, xác suất làm việc không hỏng  $P_{kc}$  của kết cấu lắp ghép có độ dôi được xác định bằng tích xác suất làm việc không hỏng theo độ bền mỗi ghép  $P_{mg}$  (theo độ dôi) và xác suất làm việc không hỏng của độ bền chi tiết  $P_{ct}$  (theo giới hạn chảy) [1]

$$P_{kc} = P_{mg} P_{ct} \quad (1)$$

trong đó:

$$P_{mg} = P(P_{td} < P_{td,max})$$

$$P_{ct} = P(\sigma_{td} < \sigma_{ch})$$

với:  $P_{td}$  - tải trọng tương đương (lực dọc trục và mômen xoắn) tác dụng lên mỗi ghép, kN;  $P_{td,max}$  - tải trọng tương đương lớn nhất (giới hạn) mà mỗi ghép có thể truyền được, kN;  $\sigma_{td}$  - ứng suất tương đương tại mặt cắt nguy hiểm nhất của chi tiết dưới tác dụng của tải trọng, MPa;  $\sigma_{ch}$  - giới hạn chảy vật liệu chi tiết bao, MPa.

## 2.2. Xác suất làm việc không hỏng theo độ dôi mỗi ghép $P_{mg}$

Xác suất làm việc không hỏng theo độ dôi  $P_{mg}$  được xác định theo biểu thức [1]

$$P_{mg} = \Phi(\beta) \quad (2)$$

trong đó:  $\beta$  - chỉ số độ tin cậy;  $\Phi(\cdot)$  - hàm phân bố chuẩn chuẩn hóa, được xác định trong các Phụ lục [1], [5].

$$\beta = \frac{\bar{n}_{mg} - 1}{\sqrt{\bar{n}_{mg}^2 v_{max}^2 + v^2}} \quad (3)$$

$$\bar{n}_{mg} = \frac{\bar{P}_{td,max}}{\bar{P}_{td}} \quad (4)$$

trong đó:  $\bar{n}_{mg}$  - hệ số an toàn (trung bình) độ bền mỗi ghép;  $P_{td,max}, \bar{P}_{td,max}$  - tải trọng tương đương lớn nhất (giới hạn) theo độ bền và giá trị trung bình (kỳ vọng) của nó, kN;  $P_{td}, \bar{P}_{td}$  - tải trọng tương đương (thực tế) tác dụng lên mỗi ghép và giá trị trung bình (kỳ vọng) của nó, kN;  $v_{max}$  - hệ số biến động của tải trọng tương đương lớn nhất  $P_{td,max}$ ;  $v$  - hệ số biến động của tải trọng tương đương  $P_{td}$ .

Trong trường hợp tổng quát, khi mỗi ghép đồng thời chịu cả lực dọc trục  $P_a$  và mômen xoắn  $M_x$  thì điều kiện bền có dạng lực tác dụng tương đương  $P_{td}$  [4]

$$P_{td} = \sqrt{P_a + \left(\frac{2M_x}{d}\right)^2} \leq P_{td,max} = \pi d l p f, \text{ kN} \quad (5)$$

Ngoài ra, nếu xét đến sự suy giảm sự kết dính giữa các chi tiết lắp ghép theo thời gian [1], thì

$$P_{td} = \sqrt{P_a + \left(\frac{2M_x}{d}\right)^2} \leq P_{td,max} = \frac{\pi d l p f}{k}, \text{ kN} \quad (6)$$

trong đó:  $P_{td,max}$  - tải trọng tương đương lớn nhất mà mối ghép có thể truyền được, nó được xem như là hàm số của hai đại lượng ngẫu nhiên  $p$  và  $f$  [1],[4];  $d$  - đường kính mối ghép, mm;  $l$  - chiều dài mối ghép, mm;  $p$  - áp suất trên bề mặt mối ghép, MPa;  $f$  - hệ số ma sát;  $k$  - hệ số tính đến khả năng có thể giảm lực dính kết theo thời gian,  $k = 1,5 \div 3$  [1].

Trong trường hợp mối ghép chịu tải trọng dọc trục  $P_a$ , có xu hướng làm cho các chi tiết dịch chuyển tương đối theo chiều dọc trục, thì trên bề mặt mối ghép xuất hiện lực ma sát chống lại sự dịch chuyển này. Khi đó độ bền của mối ghép được đảm bảo bởi điều kiện [4]

$$P_a \leq P_{a,max} = \frac{\pi d l p f}{k}, \text{ kN} \quad (7)$$

Trong trường hợp mối ghép chỉ chịu mômen xoắn  $M_x$  thì độ bền mối ghép được đảm bảo bởi điều kiện [1], [4].

$$M_x \leq M_{x,max} = \frac{\pi d^2 l p f}{2k}, \text{ kNm} \quad (8)$$

Áp suất sinh ra trên bề mặt mối ghép được xác định như sau [1, 4]:

$$p = \frac{(\delta - u)E}{d(1 + \psi)}, \text{ MPa} \quad (9)$$

trong đó:  $\delta$  - độ dôi mối ghép, mm;  $u$  - đại lượng đặc trưng cho độ là phẳng (san bằng) các nhấp nhô tế vi trên bề mặt của các chi tiết khi lắp ghép [1, 4]:

$$u = 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \text{ mm} \quad (10)$$

với:  $R_{z1}, R_{z2}$  - chiều cao nhấp nhô tế vi của các bề mặt lắp ghép, phụ thuộc vào độ bóng của chi tiết, mm;  $E$  - môđun đàn hồi của vật liệu, MPa;  $\mu$  - hệ số Poisson;  $d$  - đường kính của trục (đặc) hay đường kính trong của moay- $\sigma$ , mm;  $\psi$  - hệ số, được xác định theo biểu thức [1, 4]

$$\psi = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} \quad (11)$$

với:  $d_2$  - đường kính ngoài của của moay- $\sigma$ , mm.

Giá trị trung bình  $\bar{p}$  được xác định theo (9) khi thay  $\delta$  bởi  $\bar{\delta}$  [1]

$$\bar{p} = \frac{(\bar{\delta} - u)E}{d(1 + \psi)}, \text{ MPa} \quad (12)$$

Giá trị trung bình của độ dôi  $\bar{\delta}$  xác định bằng hiệu của giá trị trung bình sai lệch trục  $\bar{e}$  và lỗ  $\bar{E}$ . Trong hệ thống lỗ có thể biểu diễn qua các giá trị miền dung sai bằng cách tra bảng đường kính  $t_e$ , lỗ  $t_E$  và sai lệch dưới của trục  $e_i$  [1].

$$\bar{\delta} = \bar{e} - \bar{E} = e_i + 0,5(t_e - t_E) \quad (13)$$

$$\text{Dung sai của độ dôi: } t_\delta = \sqrt{t_e^2 + t_E^2} \quad (14)$$

$$\text{Sai lệch bình phương trung bình của độ dôi: } s_\delta = \frac{1}{6} \sqrt{t_e^2 + t_E^2} \quad (15)$$

$$\text{Hệ số biến động của độ dôi: } v_\delta = s_\delta / \bar{\delta} \quad (16)$$

$$\text{Hệ số biến động của áp suất: } v_p = \frac{s_\delta}{\bar{\delta} - u} = v_\delta \frac{1}{1 - u / \bar{\delta}} \quad (17)$$

Hệ số biến động của tải trọng tương đương lớn nhất  $P_{td,max}$ :

$$v_{max} = \sqrt{v_p^2 + v_f^2} \quad (18)$$

trong đó:  $v_f$  - hệ số biến động của hệ số ma sát  $f$ .

### 2.3. Xác suất làm việc không hỏng theo giới hạn chảy của vật liệu chi tiết $P_{ct}$

Giá trị trung bình của ứng suất tương đương  $\bar{\sigma}_{td}$  bằng [1]

$$\bar{\sigma}_{td} = \frac{2\bar{p}}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} \quad (19)$$

Hệ số biến động  $v_{td}$  của ứng suất  $\sigma_{td}$  bằng hệ số biến động  $v_p$  của áp suất trên bề mặt lắp ghép [1].

Xác suất làm việc không hỏng  $P_{ct}$  theo độ bền chi tiết [1]:

$$P_{mg} = \Phi(\beta), \text{ trong đó } \beta = \frac{\bar{n}_{ct} - 1}{\sqrt{\bar{n}_{ct}^2 v_{ch}^2 + v_p^2}} \quad (20)$$

$$\text{với } \bar{n}_{ct} = \frac{\bar{\sigma}_{ch}}{\bar{\sigma}_{td}} \quad (21)$$

trong đó:  $\bar{n}_{ct}$  - hệ số an toàn theo giá trị trung bình của giới hạn chảy và ứng suất  $\bar{\sigma}_{td}$ ;  $v_{ch}$  - hệ số biến động của giới hạn chảy.

## 3. XÂY DỰNG CHƯƠNG TRÌNH TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRỤC BÁNH XE TOA XE THEO ĐỘ TIN CẬY CỦA ĐỘ DÔI MỐI GHÉP

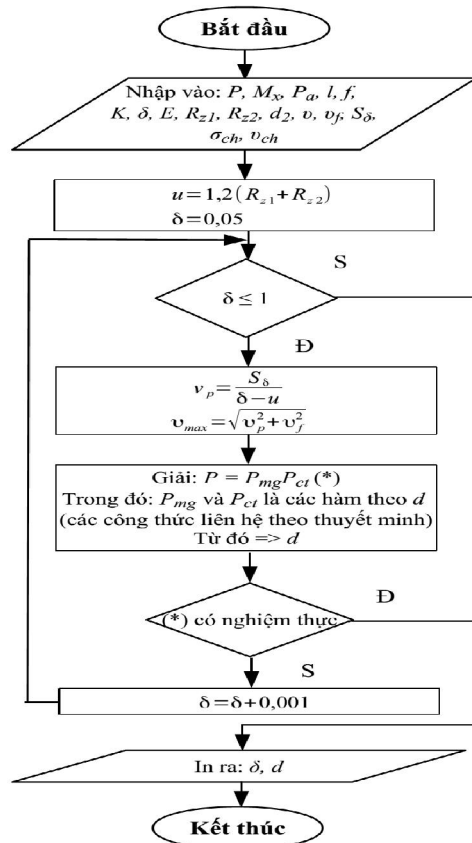
### 3.1. Chức năng của chương trình

Từ cơ sở lý thuyết trình bày ở trên, tiến hành thiết lập chương trình tính toán bằng ngôn ngữ lập trình Matlab theo trình tự sau đây.

Căn cứ vào tải trọng tác dụng và đặc trưng cơ học của vật liệu chế tạo, chương trình cho phép tính toán xác định độ dôi và đường kính tối thiểu của các mối ghép trên trục bánh xe mà vẫn đảm bảo được độ tin cậy cho trước theo độ dôi của hệ (bộ trục bánh xe) và của từng phần tử (của từng mối ghép).

### 3.2. Lưu đồ thuật toán

Lưu đồ thuật toán chương trình tính toán thiết kế bộ trục bánh xe toa xe theo độ tin cậy của mỗi ghép có độ dôi thể hiện trên hình 3.



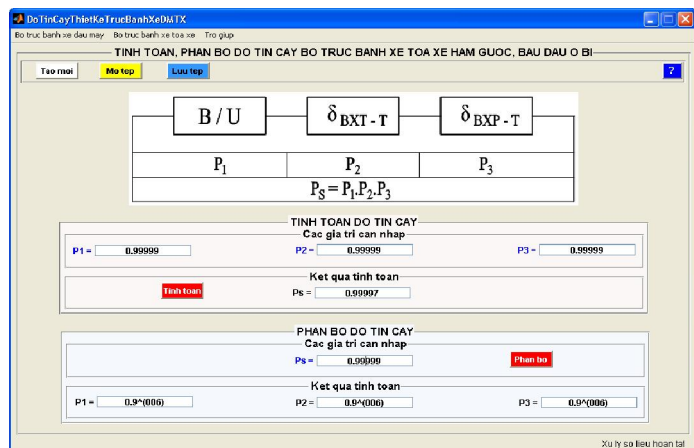
Hình 3. Lưu đồ thuật toán chương trình tính toán thiết kế bộ trục bánh xe toa xe theo độ tin cậy của mỗi ghép có độ dôi

### 3.3. Các giao diện của chương trình

Giao diện tính toán phân bố độ tin cậy cho bộ trục bánh xe toa xe thể hiện trên hình 4.

Bộ trục bánh xe toa xe gồm ba phần tử: hiệu ứng tải trọng B/U; mỗi ghép có độ dôi bánh xe bên trái  $\delta_{BXT-T}$  và mỗi ghép có độ dôi bánh xe bên phải  $\delta_{BXP-P}$ .

Giả sử cho trước độ tin cậy của từng phần tử là  $P = 0,99\ 999$ , khi đó chương trình tính được độ tin cậy của hệ (của bộ trục bánh xe) là  $P = 0,99\ 997$ .

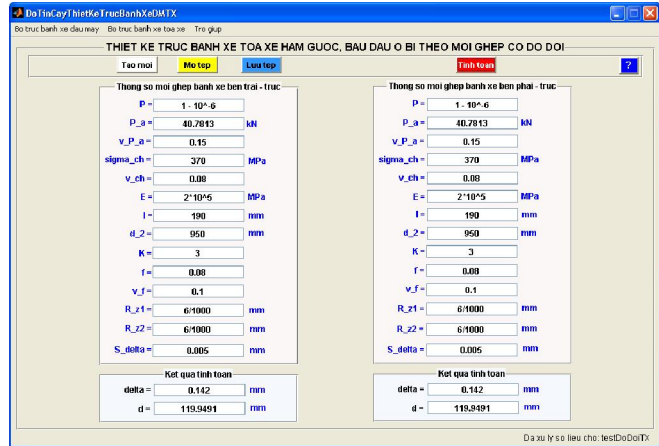


Hình 4. Giao diện tính toán phân bố độ tin cậy cho bộ trục bánh xe toa xe

Mặt khác, nếu cho trước độ tin cậy của hệ là  $P = 0,99\ 999$ , khi đó chương trình tính được độ tin cậy của từng phần tử là  $P = 0,999\ 999$ .

Các thông số tính toán cụ thể được thể hiện trên giao diện hình 5 với độ tin cậy cho trước của hệ là  $P = 0,99\ 999$ , trong đó có các thông số cơ bản như sau:

Độ tin cậy cho trước của từng phần tử:  $P = 0,999\ 999$ ; Lực dọc tác dụng lên trục bánh xe toa xe:  $P_a = 40,7813\ \text{kN}$ ; Hệ số biến động của lực dọc:  $\nu_{P_a} = 0,15$ ; Giới hạn chảy của vật liệu:  $\sigma_{ch} = 370\ \text{MPa}$ ; Hệ số biến động của giới hạn chảy:  $\nu_{\sigma_{ch}} = 0,08$ ; Mô đun đàn hồi của vật liệu:  $E = 2.10^5\ \text{MPa}$ ; Chiều dài các mối ghép:  $l = 190\ \text{mm}$ ; Đường kính ngoài của bánh xe:  $d_2 = 950\ \text{mm}$ ; Hệ số  $k$ :  $k = 3$ ; Hệ số ma sát trong các mối ghép:  $f = 0,08$ ; Hệ số biến động của hệ số ma sát:  $\nu_f = 0,08$ ; Độ nhám bề mặt chi tiết:  $R_{z1} = R_{z2} = 0,0006\ \text{mm}$ ; Sai lệch bình phương trung bình của độ dôi  $s_\delta = 0,005$ .



**Hình 5.** Giao diện nhập số liệu đầu vào và hiển thị kết quả tính toán đường kính và độ dôi của các mối ghép với độ tin cậy của các mối ghép là  $P = 0,999\ 999$ .

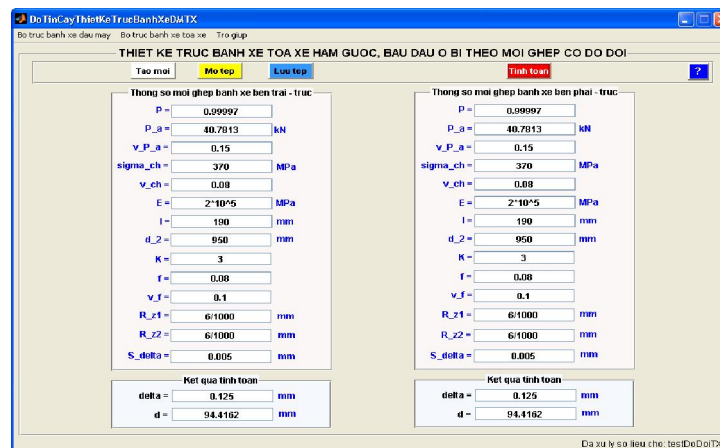
Với các thông số đã nêu, ta có các kết quả tính toán như sau:

- Đường kính mỗi ghép bánh xe (bên phải và bên trái) với trục là  $d = 119,9491\ \text{mm}$
- Độ dôi mỗi ghép bánh xe (bên phải và bên trái) với trục là  $\delta = 0,142\ \text{mm}$ .

Tương tự như trên, giả sử cho trước độ tin cậy của hệ (bộ trục bánh xe) là  $P = 0,9\ 999$ , khi đó từ chương trình phân bổ độ tin cậy, ta có độ tin cậy của từng phần tử (từng mối ghép) là  $P = 0,99\ 997$ .

Khi đó với các thông số tính toán đã trình bày ở trên, cùng với độ tin cậy cho trước của từng phần tử là  $P = 0,99\ 997$  (hình 6) thì:

- Đường kính mỗi ghép bánh xe (bên phải và bên trái) với trục là  $d = 94,4162\ \text{mm}$
- Độ dôi mỗi ghép bánh xe (bên phải và bên trái) với trục là  $\delta = 0,125\ \text{mm}$



**Hình 6.** Giao diện nhập số liệu đầu vào và hiển thị kết quả tính toán đường kính và độ dôi của các mối ghép với độ tin cậy của các mối ghép là  $P = 0,99\ 997$

Tuy nhiên, khi độ tin cậy cho trước của mỗi ghép giảm đi từ  $P = 0,999\ 999$  xuống  $P = 0,99\ 997$  thì đường kính mỗi ghép bánh xe với trục giảm từ  $d = 119,9491$  mm xuống  $d = 94,4162$  mm; độ dôi của các mối ghép này giảm từ  $\delta = 0,142$  mm xuống  $\delta = 0,125$  mm.

#### 4. KẾT LUẬN

Từ các thông số đầu vào đã cho, chương trình cho phép tính toán xác định độ dôi và đường kính tối thiểu của các mối ghép giữa bánh xe với trục và bánh răng với trục của toa xe mà vẫn đảm bảo được độ tin cậy cho trước theo độ dôi của từng phần tử (của từng mối ghép) hoặc của hệ (của bộ trục bánh xe). Chương trình cho phép đa dạng hóa được các phương án tính toán và tăng nhanh tốc độ tính toán.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyễn Hữu Lộc, 2006. *Thiết kế và phân tích hệ thống cơ khí theo độ tin cậy*. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [2]. Dương Hồng Thái, Lê Văn Doanh, Lê Văn Học, 1997. *Kết cấu và tính toán toa xe*. NXB Giao thông vận tải, Hà Nội.
- [3]. Nguyễn Đức Toàn 2017. *Xây dựng phần mềm đánh giá độ tin cậy của bộ trục bánh xe đầu máy, toa xe trong quá trình thiết kế bằng ngôn ngữ lập trình Matlab*. Đề tài NCKH, mã số T2017-CK-13, Trường Đại học Giao thông vận tải.
- [4]. Đỗ Đức Tuấn, 2005. *Công nghệ sửa chữa đầu máy diesel*. NXB Giao thông Vận tải, Hà Nội.
- [5]. Đỗ Đức Tuấn, 2013. *Độ tin cậy và tuổi bền máy*. NXB Giao thông vận tải, Hà Nội.
- [6]. Đỗ Đức Tuấn, Nguyễn Đức Toàn, 2017. *Xây dựng chương trình tính toán sức bền của bộ trục bánh xe đầu máy theo phương pháp truyền thống*. Khoa học Giao thông vận tải, số 60, tháng 10/2017.
- [7]. Đỗ Đức Tuấn, Nguyễn Đức Toàn (2017), *Xây dựng chương trình tính toán thiết kế bộ trục bánh xe đầu máy theo độ tin cậy của sức bền và hiệu ứng tải trọng*, Khoa học Giao thông vận tải, số 60, tháng 10/2017.
- [8]. Đỗ Đức Tuấn, Nguyễn Đức Toàn (2017), *Xây dựng chương trình tính toán thiết kế bộ trục bánh xe đầu máy theo độ tin cậy của các mối ghép có độ dôi*, Khoa học Giao thông vận tải, số 61, tháng 12/2017.
- [9]. В.В. Лукин, Л.А.Шадур, В.Н. Котуранов, А.А. Хохлов, П.С. Анисимов (2000), *Конструирование и расчёт вагонов*, Москва.