

# Tính toán lực xiết tối ưu của bu lông chịu kéo dưới tác dụng của tải trọng thay đổi

Calculation of the optimum tightening force of tensile bolts under variable loads

Vũ Lệ Quyên

## Tóm tắt

Theo các nghiên cứu với liên kết bu lông chịu kéo được xiết đủ chặt sẽ sinh ra ứng lực trước tạo nên biến dạng ngược với khi chịu tải của mối nối. Do vậy, khi làm việc khoảng 75% tác dụng của ngoại lực phân phối lên mối nối triệt tiêu biến dạng ban đầu và bu lông chịu khoảng 25% còn lại cùng với lực siết [5]. Có thể thấy khi xiết chặt bu lông sẽ giúp tăng độ bền và tuổi thọ mối nối, đảm bảo độ bền đồng đều trên thân bu lông và của mối nối, đặc biệt là với các liên kết bu lông chịu tải trọng thay đổi. Bài báo đề xuất phương án tính toán lực xiết tối ưu và độ bền mỏi của liên kết bu lông chịu kéo dưới tác dụng của tải trọng thay đổi theo tiêu chí của Goodman và Gerber phụ thuộc vào giới hạn biên độ và giá trị trung bình của ứng suất.

**Từ khóa:** liên kết bu lông, độ bền mỏi, bu lông chịu tải trọng thay đổi, tải trọng động, phá hoại mỏi

## Abstract

According to studies, if a tensile bolted joint is tightened enough, it will produce prestressing, causing the opposite deformation to the load of the joint. Therefore, when in service about 75% of the effect of the external force distributed on the joint cancels the initial deformation and the bolt bears the remaining 25% along with the tightening force [5]. It can be seen that well-tightened bolts increase the strength and durability of joints as well as provide equal strength of the bolts and tightness of the joint parts, especially for bolted joints operating under variable load. The article proposes the calculation of the optimal tightening force and fatigue of bolted joints working in tension under variable load according to the Goodman and Gerber criteria, which depends on the limiting amplitude and mean stress.

**Key words:** bolted connection, fatigue strength, bolt under variable load variable load, fatigue failure

## 1. Mở đầu

Liên kết bu lông là một trong các hình thức liên kết chính sử dụng trong kết cấu thép, đặc biệt là các kết cấu chịu tải trọng thay đổi (tải trọng động). Bu lông làm việc dựa trên nguyên lý ma sát giữa các vòng ren của bu lông và đai ốc để kẹp chặt các chi tiết lại với nhau. Dưới tác dụng của tải trọng thay đổi, độ bền của liên kết bu lông bị giảm xuống bởi sự mỏi của thép. Phá hoại mỏi rất nguy hiểm so với phá hoại dẻo do xảy ra đột ngột và không có dấu hiệu trước, khi đó kết cấu bị phá hoại bởi ứng suất nhỏ hơn đáng kể giới hạn bền và dưới giới hạn chảy của vật liệu. Từ giữa thế kỷ 19 phá hoại mỏi và các yếu tố ảnh hưởng đến độ bền mỏi đã được nhà khoa học nghiên cứu phổ biến như các Geber, Goodman hay tài liệu ASME (American Society of Mechanical Engineers... [1,2] phá hoại mỏi của bu lông dưới tác dụng của tải trọng thay đổi cũng được tính toán dựa trên các nghiên cứu này.

Lực xiết bu lông là lực hữu ích kết hợp với cánh tay đòn của dụng cụ xiết tạo thành mô-men xoắn đủ lớn tác động lên đầu bu lông hoặc đai ốc nhằm tạo ra ứng suất căng ban đầu trong thân bu lông để đảm bảo liên kết được kẹp chặt theo đúng yêu cầu kỹ thuật. Tiêu chuẩn TCVN không yêu cầu xiết bu lông chịu kéo như thế nào, nhưng tiêu chuẩn các nước (Mỹ, châu Âu, Úc, Nga...) đều yêu cầu bu lông chịu kéo phải được xiết đến lực lớn hơn lực nó sẽ chịu khi làm việc dưới tác động tải trọng, để cho các mặt bích không bị tách ra. Với bu lông chịu kéo bởi tải trọng thay đổi khi được xiết chặt sẽ làm tăng tuổi thọ cũng như độ bền của liên kết. Bài báo đề xuất phương pháp tính toán lực xiết tối ưu và hệ số an toàn bền mỏi cho bu lông chịu kéo dọc trục.

## 2. Phương pháp tính toán

Theo kết quả thực nghiệm [3], khi bu lông chịu tải trọng thay đổi 15% phá hoại xảy ra ở vùng dưới mũ bu lông, 20% tại phần đầu ren và 65% tại vùng ren trong mặt phẳng tỷ vào đai ốc (hình 1).

Trong bảng 1 nêu các giá trị hệ số tập trung ứng suất trong ren và vùng dưới mũ bu lông [4]. Bu lông có ren cán (gia công phương pháp lăn ren) có hệ số tập trung ứng suất thấp hơn so với ren tiện (bảng 1). Ren cán có cường độ lớn hơn do biến cứng nguội. Các chỉ số trong bảng 1 tính đến đặc tính kỹ thuật gia công này.

**Bảng 1: Giá trị hệ số tập trung ứng suất  $K_\sigma$**

| Cấp độ bền  | Tại ren |      | Tại vùng dưới mũ |
|-------------|---------|------|------------------|
|             | Cán     | Tiện |                  |
| 3.6;...5.8  | 2,3     | 2,8  | 2,1              |
| 6.6;...10.9 | 3,0     | 3,8  | 2,3              |

Dưới tác dụng của tải trọng thay đổi trong tiết diện bu lông có lực xiết  $F$  sẽ xuất hiện ứng suất thay đổi được thể hiện bởi biểu đồ ứng suất phụ thuộc vào chu kỳ như trên hình 2.

Trong một chu kỳ ứng suất tăng từ giá trị trung bình  $\sigma_m$  tới giá trị lớn nhất  $\sigma_{max}$  với biên độ  $\sigma_a$ , sau đó giảm xuống giá trị nhỏ nhất  $\sigma_{min}$  bằng với ứng



**Hình 1: Các vị trí xảy ra phá hoại mỏi của bu lông:**

1 – phần dưới mũ; 2– phần đầu ren; 3 – phần ren trong mặt phẳng tỷ vào đai ốc

TS. Vũ Lệ Quyên

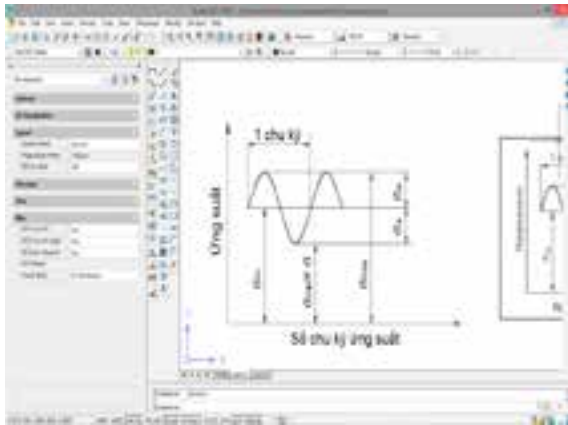
Khoa Xây dựng, ĐH Kiến trúc Hà Nội

Email: <lequyen.vu.hau@gmail.com>

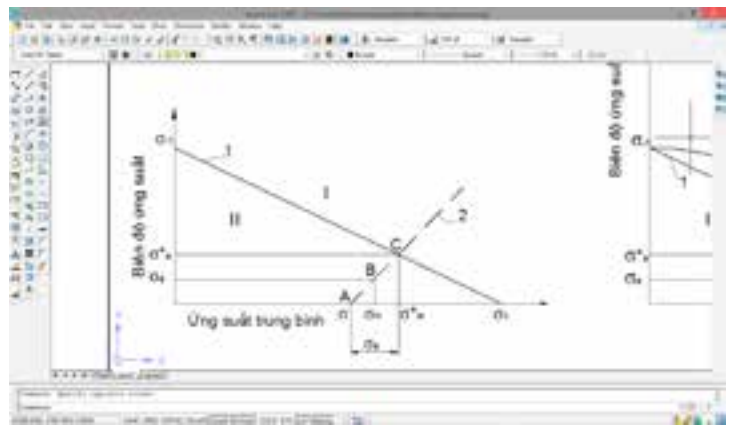
Ngày nhận bài: 28/4/2021

Ngày sửa bài: 28/5/2021

Ngày duyệt đăng: 22/5/2023



**Hình 2: Ứng suất trong tiết diện bu lông chịu tải trọng thay đổi**



**Hình 3: Biểu đồ mỏi của Goodman:**

1 – đường Goodman; 2 – đường tải trọng P;

I – vùng tuổi thọ không giới hạn; II – vùng tuổi thọ bị giới hạn.

suất  $\sigma$  do lực xiết  $F$  sinh ra. Thông thường tải trọng động thay đổi từ 0 tới giá trị lớn nhất  $P$ . Ví dụ bu lông có lực xiết

$F$  chịu tải trọng động sẽ chịu tải có giá trị là  $F_{max} = C \cdot P + F$  (trong đó  $C$ : Hệ số tải trọng cơ bản xác định sự phân phối của ngoại lực lên bu lông được xiết chặt khi làm việc chịu kéo,  $C = 0,2; \dots 0,3$  [5], do tính đàn hồi của vật liệu nên chỉ có phần  $C \cdot P$  của ngoại lực truyền vào bu lông) và  $F_{min} = F$  khi tải bằng 0.

Biên độ ứng suất:

$$\sigma_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2A} = \frac{(C \cdot P + F) - F}{2A} = \frac{C \cdot P}{2A} \quad (1)$$

Trong đó:  $A$  – diện tích tiết diện ngang bu lông.

Ứng suất trung bình:

$$\sigma_m = \sigma + \sigma_a = \frac{K_e F}{A} + \frac{C \cdot P}{2A}$$

Trong đó:  $K_e$  (bảng 2) [8] – Hệ số tương đương, phụ thuộc vào đường kính ngoài của ren bu lông và hệ số ma sát của ren, thể hiện mối liên hệ giữa ứng suất tương đương và ứng suất sinh ra bởi lực xiết trong tiết diện bu lông, trong đó ứng suất tương đương bao gồm ứng suất pháp sinh ra bởi lực xiết và ứng suất tiếp sinh ra bởi lực xoắn. Theo các tài liệu tham khảo [7] khi tính toán bền của liên kết bu lông bị xiết chặt lấy  $K_e = 1,3$  không phụ thuộc vào đường kính ngoài của ren bu lông và hệ số ma sát.

Trên biểu đồ mỏi của Goodman phương trình đường tải trọng  $P$  có dạng như sau (hình 3):

$$\sigma_m = \sigma + \sigma_a \quad (2)$$

Biên độ ứng suất thay đổi trong khoảng  $0 \leq \sigma_a \leq \sigma_a^*$  còn

ứng suất trung bình trong khoảng  $\sigma \leq \sigma_m \leq \sigma_m^*$ . Đường

tải trọng nghiêng góc  $45^\circ$  và đi qua điểm A, B ( $\sigma_m, \sigma_a$ ) và

C ( $\sigma_m^*, \sigma_a^*$ ). Vị trí của điểm A xác định bởi ứng suất thường xuyên sinh ra bởi lực xiết  $F$ :

$$\sigma = \frac{K_e F}{A} \quad (3)$$

Các ứng suất  $\sigma_m, \sigma_a$  sinh ra bởi tải trọng  $P$  thiết lập vị trí điểm B, còn điểm C là giao của đường tải trọng và đường Goodman – ứng với các giá trị giới hạn của ứng suất trung bình  $\sigma_m$  và biên độ ứng suất  $\sigma_a$  (hình 3). Đường Goodman

nổi giới hạn bền  $\sigma_B$  và giới hạn mỏi vật liệu bu lông  $\sigma_m, \sigma_a$  (bảng 3) [4] và chia vùng ứng suất làm việc  $\sigma_m, \sigma_a$  thành 2 phần: vùng tuổi thọ bị giới hạn I và tuổi thọ không bị giới hạn II.

**Bảng 3: Giá trị độ bền mỏi vật liệu bu lông ren cán**

| Cấp độ bền | Loại ren (hệ mét) | Độ bền mỏi $\sigma_{-1}$ , MPa |
|------------|-------------------|--------------------------------|
| ISO 8.8    | M16...M36         | 129,0                          |
| ISO 9.8    | M1.6...M16        | 140,0                          |
| ISO 10.9   | M5...M36          | 162,0                          |

**Bảng 2: Giá trị hệ số tương đương  $K_e$  cho một số đường kính ren bu lông**

| Đường kính ngoài của ren (mm) | Hệ số ma sát của ren |       |       |       |       |       |       |
|-------------------------------|----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                               | 0,12                 | 0,15  | 0,19  | 0,28  | 0,32  | 0,42  | 0,67  |
| 8                             | 1,228                | 1,307 | 1,425 | 1,726 | 1,872 | 2,259 | 3,314 |
| 10                            | 1,222                | 1,300 | 1,416 | 1,714 | 1,859 | 2,243 | 3,290 |
| 12                            | 1,218                | 1,295 | 1,41  | 1,707 | 1,852 | 2,234 | 3,277 |
| 14                            | 1,215                | 1,292 | 1,406 | 1,702 | 1,846 | 2,227 | 3,267 |

Nếu ứng suất làm việc  $\sigma_m$ ,  $\sigma_a$  của tiết diện bu lông ở dưới đường Goodman thì sự phá hoại mỗi sẽ không xảy ra, ngược lại tuổi thọ của bu lông giới hạn bởi số chu kỳ đã bị giảm xuống do sự tăng của ứng suất. Độ bền của bu lông chịu tải trọng thay đổi được tính bởi hệ số an toàn:

$$n_a = \frac{\sigma_a^*}{\sigma_a} \quad (4)$$

Mối liên hệ của giới hạn biên độ ứng suất  $\sigma_m^*$ , giới hạn biên độ ứng suất trung bình  $\sigma_m^*$  và các tính chất cơ học của vật liệu: giới hạn bền mỗi  $\sigma_{-l}$ , giới hạn bền  $\sigma_B$  hoặc ứng suất thí nghiệm  $\sigma_P$  được xác định như sau

Theo Goodman:

$$\frac{\sigma_a^*}{\sigma_{-l}} + \frac{\sigma_m^*}{\sigma_B} = 1 \quad (5)$$

Theo Geber:

$$\frac{\sigma_a^*}{\sigma_{-l}} + \left( \frac{\sigma_m^*}{\sigma_B} \right)^2 = 1 \quad (6)$$

Theo ASME:

$$\left( \frac{\sigma_a^*}{\sigma_{-l}} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_m^*}{\sigma_P} \right)^2 = 1 \quad (7)$$

Để tính toán các giá trị ứng suất giới hạn  $\sigma_a^*$  và  $\sigma_m^*$  trong phương trình (5) – (7) sử dụng công thức (2) và công thức:

$$\sigma_m^* = \sigma + \sigma_a^* \quad (8)$$

Khi đó biên độ ứng suất theo các tiêu chí được xác định như sau:

Theo Goodman:

$$\sigma_a^* = \frac{\sigma_{-l}(\sigma_B - \sigma)}{\sigma_B + \sigma_{-l}} \quad (9)$$

Theo Gerber:

$$\sigma_a^* = \frac{I}{2\sigma_{-l}} \times \left[ \sigma_B \sqrt{\sigma_B^2 + 4\sigma_{-l}(\sigma_{-l} + \sigma)} - \sigma_B^2 - 2\sigma_{-l}\sigma \right] \quad (10)$$

Theo ASME:

$$\sigma_a^* = \frac{\sigma_{-l}}{\sigma_P^2 + \sigma_{-l}^2} \left[ \sigma_P \sqrt{\sigma_P^2 + \sigma_{-l}^2 - \sigma^2} - \sigma_{-l}\sigma \right]$$

Khi sử dụng các công thức này cần phải tính ứng suất  $\sigma_a$

và  $\sigma_m$  với cùng 1 hệ số tập trung ứng suất  $K_\sigma$  (bảng 1) khi đó đường tải trọng sẽ nghiêng một góc 450 (hình 3). Hệ số an toàn theo tiêu chí Goodman khi thay (9) vào (4) sẽ được viết như sau:

$$n_a = \frac{2\sigma_{-l}(\sigma_B A - K_e F)}{CP(\sigma_B + \sigma_{-l})} \quad (11)$$

Trong liên kết bu lông không có ứng lực xiết phương trình (11) được viết dưới dạng

$$n_{a0} = \frac{2\sigma_{-l}\sigma_B A}{P(\sigma_B + \sigma_{-l})}$$

Để tăng độ bền mỗi thì  $n_a/n_{a0} \geq 1$ . Khi đó giới hạn trên của lực xiết  $F$  được xác định bởi biểu thức:

$$F \leq \frac{(1-C)\sigma_B A}{K_e}$$

Liên kết bu lông chịu tải trọng động nên xiết đến giá trị lực  $F_p/K_e$  (trong đó  $F_p$  - tải thí nghiệm tiêu chuẩn) [6]. Sau khi xác định được hệ số an toàn theo ứng suất thay đổi cần kiểm tra lại độ an toàn theo ứng suất thí nghiệm (đảm bảo không bị biến dạng dẻo):

$$n_p = \frac{\sigma_P}{\sigma_a + \sigma_m} \quad (12)$$

**Bảng 4: Giá trị tải thí nghiệm tiêu chuẩn cho một số loại bu lông [6]**

| Ren                                         | Diện tích tiết diện ngang A, (mm <sup>2</sup> ) | Cấp độ bền                              |       |       |       |       |                              |       |       |
|---------------------------------------------|-------------------------------------------------|-----------------------------------------|-------|-------|-------|-------|------------------------------|-------|-------|
|                                             |                                                 | 4.6                                     | 4.8   | 5.6   | 5.8   | 6.8   | 8.8                          | 10.9  | 12.9  |
|                                             |                                                 | Tải thí nghiệm $F_p$ ( $A_s P_s$ ), (N) |       |       |       |       |                              |       |       |
| M8                                          | 36,6                                            | 8240                                    | 11400 | 10200 | 13900 | 16100 | 21200                        | 30400 | 35500 |
| M10                                         | 58,0                                            | 13000                                   | 18000 | 16200 | 22000 | 25500 | 33700                        | 48100 | 56300 |
| M12                                         | 84,3                                            | 19000                                   | 26100 | 23600 | 32000 | 37100 | 48900                        | 70000 | 81800 |
| Giới hạn bền $R_m$ (N/mm <sup>2</sup> )     |                                                 | 400                                     | 420   | 500   | 520   | 600   | 800 (d ≤ 16)<br>830 (d ≤ 16) | 1040  | 1220  |
| Ứng suất tải thử $S_p$ (N/mm <sup>2</sup> ) |                                                 | 225                                     | 310   | 280   | 380   | 440   | 600                          | 830   | 970   |

d – đường kính ngoài của ren, mm.

Khi xiết bu lông, lực kéo trong thân bu lông tăng lên, còn mối nối được xiết chặt lại hay nói cách khác hệ số an toàn cường độ trong thân bu lông giảm còn hệ số an toàn độ chặt của mối nối được tăng lên. Lực xiết tối ưu khi hai hệ số an toàn cường độ của bu lông và độ chặt của mối nối đồng đều. Ta có công thức lực xiết tối ưu phụ thuộc vào tải thí nghiệm tiêu chuẩn của bu lông  $F_p$  (bảng 4 [6]):

$$F_{opt} = \frac{F_p (1 - C)}{K_e (1 - C) + C} \quad (13)$$

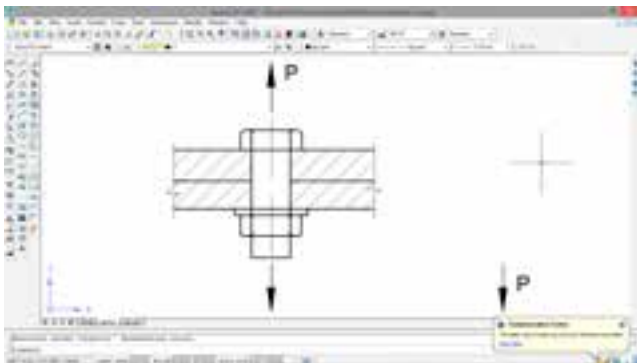
Tải thí nghiệm được tính theo ngoại lực  $F$  và hệ số an toàn cường độ bu lông  $n$

$$F_p' = nP [K_e (1 - C) + C] \quad (14)$$

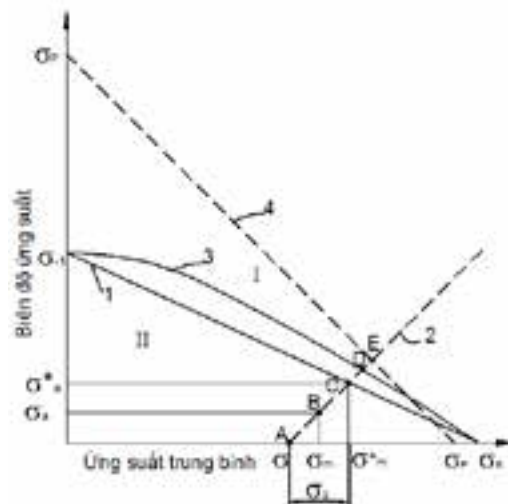
Sau khi lựa chọn tải thí nghiệm tiêu chuẩn  $F_p \geq F_p'$  và tính toán  $F_{opt}$ , các hệ số an toàn cường độ bu lông  $n$  và độ chặt của mối nối  $n_c$  được xác định theo các công thức:

$$n_c = \frac{F_{opt}}{(1 - C)P} \quad (15)$$

$$n_c = \frac{F_{opt}}{(1 - C)P} \quad (16)$$



Hình 4: Liên kết bu lông chịu kéo



Hình 5: Biểu đồ giới hạn ứng suất:

1 - đường Goodman; 2 - đường ngoại lực; 3 - đường Gerber; 4 - đường ứng suất thí nghiệm

### 3. Ví dụ tính toán

Tính lực xiết tối ưu theo tiêu chí Goodman và Geber cho liên kết bu lông chịu kéo dọc trục (hình 4) với tải trọng thay đổi có giá trị lớn nhất  $P=8000$  N. Hệ số tải trọng cơ bản  $C=0,25$ , còn hệ số tương đương  $K_e=1,3$  (theo bảng 2). Theo [5], khuyến nghị hệ số an toàn cường độ bu lông làm việc chịu kéo dưới tác dụng của tải trọng thay đổi lấy giá trị  $n=4,5$  không phụ thuộc vào đường kính bu lông.

Xác định tải trọng thí nghiệm theo công thức (14):

$$F_p' = 4,5 \cdot 8000 [1,3(1 - 0,25) + 0,25] = 44100 \text{ N}$$

Trong bảng 4 chọn bu lông cấp độ bền 10.9 với ren M10 có lực thử 48100 N, diện tích tính toán  $A_s = 58 \text{ mm}^2$ . Giới hạn bền của bu lông  $\sigma_B = 1040 \text{ MPa}$ , ứng suất thí nghiệm  $\sigma_P = 830 \text{ MPa}$ , giới hạn mỏi cho bu lông cán  $\sigma_{-1} = 162 \text{ MPa}$  (bảng 3).

Lực xiết tối ưu xác định theo công thức (13):

$$F_{opt} = \frac{48100(1 - 0,25)}{1,3(1 - 0,25) + 0,25} = 29450 \text{ N}$$

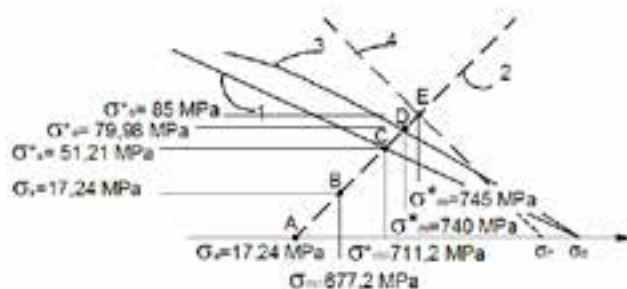
Hệ số an toàn cường độ của bu lông và mối nối tính lại theo công thức (15) và (16):

$$n = \frac{48100 - 1,3 \cdot 29450}{0,25 \cdot 8000} = 4,908$$

$$n_c = \frac{29450}{(1 - 0,25)8000} = 4,908$$

Lực xiết tối ưu  $F_{opt} = 29450$  N đảm bảo hệ số an toàn của bu lông ( $n=4,908$ ) và mối nối ( $n_c=4,908$ ) gần với hệ số an toàn cho ban đầu ( $n=4,5$ ). Đồ thị ứng suất được biểu diễn trên hình 5.

Điểm C, D, E (nằm tại các điểm giao của đường ngoại lực P với đường Goodman, Gerber và đường ứng suất thí nghiệm  $\sigma_P$ ) là giá trị giới hạn biên độ ứng suất  $\sigma_a^*$  và giới hạn biên độ ứng suất trung bình  $\sigma_m^*$ , điểm B - ứng suất làm



việc  $\sigma_a$  và  $\sigma_m$ , điểm A - ứng suất của lực xiết  $\sigma$ . Đường ngoại lực  $P$  bắt đầu tại A có góc nghiêng 450 khi hai trục có tỷ lệ như nhau.

Tại điểm A: Ứng suất bởi lực xiết tối ưu theo công thức (3), hình 6:

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 29450}{58} = 660 \text{ MPa}$$

Tại điểm B: Biên độ ứng suất (1):

$$\sigma_a = \frac{0,25 \cdot 8000}{2 \cdot 58} = 17,24 \text{ MPa};$$

Ứng suất trung bình bởi lực xiết và tải trọng thay đổi (2):

$$\sigma_m = 660 + 17,24 = 677,24 \text{ MPa}$$

Tại điểm C (theo tiêu chí Goodman):

Biên độ ứng suất tới hạn (9):

$$\sigma_a^* = \frac{162 \cdot (1040 - 660)}{1040 + 162} = 51,21 \text{ MPa}$$

Ứng suất trung bình giới hạn (8):

$$\sigma_m^* = 660 + 51,21 = 711,21 \text{ MPa}$$

Hệ số an toàn (4):

$$n_a = \frac{51,21}{17,24} = 2,97$$

Tại điểm D (theo tiêu chí Geber):

Biên độ ứng suất tới hạn (10):

$$\sigma_a^* = \frac{1}{2 \cdot 162} \left[ 1040 \sqrt{1040^2 + 4 \cdot 162(162 + 660)} - 1040^2 - 2 \cdot 162 \cdot 660 \right] = 79,98 \text{ MPa}$$

Ứng suất trung bình giới hạn (8):

$$\sigma_m^* = 660 + 85 = 745 \text{ MPa}$$

Hệ số an toàn (4):

$$n_a = \frac{79,98}{17,24} = 4,639$$

Tại điểm C (theo tiêu chí tải trọng thí nghiệm):

Biên độ ứng suất tới hạn (9):

$$\sigma_a^* = \frac{\sigma_p - \sigma}{2} = \frac{830 - 660}{2} = 85 \text{ MPa}$$

Ứng suất trung bình giới hạn (8):

$$\sigma_m^* = 660 + 85 = 745 \text{ MPa}$$

Hệ số an toàn (4):

$$n_a = \frac{85}{17,24} = 4,93$$

Các hệ số an toàn  $n_a$  phù hợp với hệ số an toàn độ bền của bu lông ( $n=4,908$ ) và mối nối ( $n_c=4,908$ ). Theo (12) ta có hệ số độ an toàn theo ứng suất thử thỏa mãn yêu cầu về giới hạn xiết liên kết bu lông:

$$n_p = \frac{830}{17,24 + 660} = 1,226$$

#### 4. Kết luận:

Qua nghiên cứu và ví dụ tính toán ta có thể thấy rằng:

Lực xiết tối ưu gây ra ứng suất trước trong tiết diện giúp tăng tuổi thọ cho liên kết bu lông dưới tác dụng của tải trọng thay đổi;

Khi liên kết bu lông chịu tải trọng thay đổi đạt lực xiết tối ưu  $F_{opt}$  sẽ cho hệ số an toàn như đã định đồng đều cho bu lông và mối nối;

Khi có lực xiết tối ưu hệ số an toàn  $n_a$  theo Geber lớn hơn, còn theo Goodman thì nhỏ hơn khi so với hệ số an toàn cường độ đã định  $n$  của bu lông;

Lực xiết tối ưu gây ra ứng suất trước trong tiết diện giúp tăng tuổi thọ cho liên kết;

Áp dụng tiêu chí phá hoại Goodman, Gerber... cho phép xác định độ bền liên kết bu lông theo tải thí nghiệm tiêu chuẩn chính xác hơn theo giới hạn chảy của vật liệu bu lông;

Biên độ giới hạn của ứng suất theo Goodman phụ thuộc tuyến tính vào ứng suất trung bình giới hạn, còn theo các tiêu chí khác, không tuyến tính;

Biên độ giới hạn của ứng suất giảm khi ứng suất giới hạn trung bình tăng./.

#### Tài liệu tham khảo

1. Оганьян Э.С. Критерии несущей способности конструкций локомотивов в экстремальных условиях нагружения. Дис. д-ра техн. наук., ВНИКТИ, 2004. Р.389.
2. Sengupta MET 301: Design for Cyclic Loading. URL: <https://ru.scribd.com/document/45654273/Cycling-Loading>.
3. Eccles B. Fatigue Failure of Bolts. URL: <http://www.boltscience.com/pages/fatigue-failure-ofbolts.pdf>.
4. Budynas R. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. México, McGraw-Hill, 2008. P. 1061.
5. Ряховский О.А. Детали машин. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. Р. 515.
6. ГОСТ Р ИСО 898-1-2011. Механические свойства крепежных изделий из углеродистых и легированных сталей. Часть 1. Болты, винты и шпильки установленных классов прочности с крупным и мелким шагом резьбы. Введен 2013-01-01. Москва, Стандартинформ, 2013. Р. 54.
7. Сыромятников В.С. Оптимальная затяжка резьбового соединения от раскрытия стыка. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2016, № 12, Р. 43-50.