

### ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ТИТАНОВЫХ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Гущин А.Н., Пачурин Г.В.  
Нижегородский государственный  
технический университет,  
Нижегород

Изучение кинетики усталостного разрушения сварных соединений из технического чистого титана, имитирующих элементы сварных конструкций искусственных клапанов сердца, а также выбор на их основе оптимальных режимов термической и термоциклических обработок с целью повышения эксплуатационной долговечности представляют особый интерес, так как это непосредственно касается здоровья и жизни человека.

Снижение параметров усталости сварных соединений из титана связывается, как правило, с влиянием концентрации напряжений. Последняя оценивается изменением форм (геометрии) шва и внутренних дефектов (пор, включений и т.д.), остаточных напряжений, а также образованием в процессе сварки крупнозернистой околшовинной зоны.

Качественное проведение сварки с использованием защитной газовой атмосферы, правильное оформление шва (наличие галтельных переходов) сводят к минимуму отрицательную роль концентраторов напряжений, вносимых сваркой, в снижении сопротивления усталостному разрушению сварных соединений. Влияние же остаточных напряжений на механические свойства металлических материалов со сварным швом в этом случае во многом будет определяться механической неоднородностью (неравномерностью распределения механических свойств по длине сварного соединения) и также структурным состоянием участка зоны термического влияния, по которому, как правило, идет локализация пластической деформации и разрушение.

В работе исследовались сварные образцы из титана ВТ1-0. Т-образный образец из проволоки диаметром 2 мм приваривался к квадратной пластине (12x12x1 мм) в вакуумной камере электронно-лучевой установки типа ЭЛУ-4 при остаточном давлении  $133 \cdot 10^{-4} \dots 135 \cdot 10^{-5}$  Па. Перед сваркой стержень подвергался холодному волочению до степени деформации 55% и отжигу в терморегулируемой вакуумной печи (остаточное давление  $133 \cdot 10^{-4} \dots 135 \cdot 10^{-5}$  Па) при температурах предварительного отжига  $t_{доо} = 450 \dots 900$  °С в течение 2 часов. Отжиг осуществлялся.

Термоциклическую обработку проводили по наиболее предпочтительным режимам, позволяющим

за меньшее число циклов измельчить крупнозернистую (перегретую) структуру технического чистого титана по методике: нагрев в расплаве нейтральных солей (50% NaCl + 50% KCl) со скоростью 15 град/с, резкое охлаждение в соленой воде, рекристаллизационный отжиг - нагрев со скоростью 15 град/с в соляной ванне до 850 °С, выдержка 2 мин, охлаждение на воздухе.

Механические характеристики определялись на разрывных машинах «Instron-1115». Усталостные испытания проводились в физиологическом растворе Рингера-Локка по «мягкой» схеме консольного циклического изгиба при частоте 50 Гц на электромагнитной резонансной установке. Микроструктура изучалась на оптическом микроскопе «МИМ-8».

В работе:

- исследована повреждаемость при усталости сварных соединений из титана и показана ее взаимосвязь с изменением текущего прогиба образца в процессе циклического нагружения;
- получены механические характеристики материала при статическом растяжении и циклическом нагружении после различных режимов термоциклирования;
- установлены оптимальные режимы технологической обработки сварных соединений из титана, повышающих их циклическую долговечность;
- получены кривые усталости и кинетические диаграммы изменения относительной стрелы прогиба образца в функции времени испытания при заданном циклическом нагружении.
- предложена зависимость, позволяющая прогнозировать и повышать эксплуатационную долговечность сварных каркасов искусственных клапанов сердца.

### ИЗМЕНЕНИЕ ОСЕВОЙ СКОРОСТИ ЧАСТИЦЫ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРЕНИЯ В ПРУЖИННОМ ТРАНСПОРТЕРЕ

Исаев Ю.М.

Ульяновская государственная  
сельскохозяйственная академия,  
Ульяновск

Перемещение частицы пружиной по внутренней поверхности кожуха наклонного транспортера можно представить следующими дифференциальными уравнениями:

$$\begin{cases} N_1 \cos a \cos q - f_1 N_1 \sin a - ma \frac{d^2 j}{dt^2} - G \cos g - f_2 N_2 \sin b = 0; \\ G \cos g \sin e + f_2 N_2 \cos b - f_1 N_1 \cos a - N_1 \sin a \cos q - mr \frac{d^2 j}{dt^2} = 0; \\ G \sin g \cos e + mr w_0^2 + mr \left( + \frac{dj}{dt} \right) - N_2 + N_1 \sin q - 2mr w_0 \frac{dj}{dt} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

Решение дифференциальных уравнений (1) для установившегося режима работы транспортера записывается в виде соотношения:

$$\frac{f_2 [w_0^2 r^2 \sin^2 a \cos^2 b + rg \sin g \cos e \sin^2(a + b)]}{rg \sin^2(a + b) [\cos g (f_1 \cos a - f_2 \cos b \sin q + \sin a \cos q) + \frac{[\cos(a + b) \cos q - f_1 \sin(a + b)]}{+ \sin g \sin e (f_1 \sin a + f_2 \sin b \sin q - \cos a \cos q)}]} = 1 \tag{2}$$

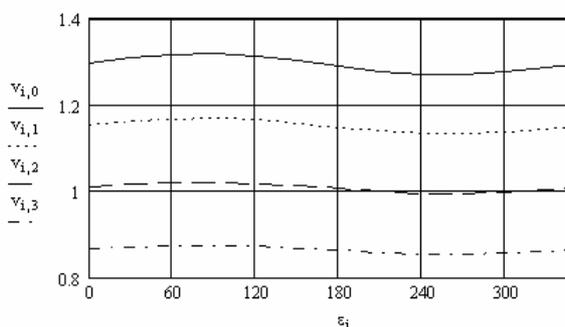
Осевая скорость частицы  $u_1 = u \cdot \sin b$  является функцией угла  $u_1 = u_1(u, b)$ . Рассмотрим в отдельности влияние каждого из указанных аргументов на осевую скорость частицы  $u_1$ .

На рисунках 1-3 приводятся результаты расчетов для пружинного транспортера с характеристиками:  $f_1 = 0,5$  – коэффициент трения частицы о проволоку пружины;  $f_2 = 0,5$  – коэффициент трения частицы о корпус кожуха;  $r = 0,05$  м – внутренний радиус трубы кожуха;  $\omega = 100 \text{ с}^{-1}$  – круговая частота вращения пружины;  $\gamma = 15^\circ$  – угол наклона транспортера к вертикали;  $d = 0,008$  м – диаметр проволоки пружины;  $r_1 = 0,0045$  м – средний радиус частицы;  $r_2 = 0,045$  м – радиус пружины;  $s = 0,1$  м – шаг винтовой линии пружины.

Изменение осевой скорости частицы  $v_1$  в зависимости от коэффициента трения  $f_1$ .

На рисунке 1 изображены кривые  $u = u(e)$ , изменения осевой скорости в зависимости от того, на какой образующей кожуха находится в данный момент времени движущаяся частица. В положении  $\varepsilon = 0$  частица пересекает образующую под соответствующим углом, определяемым уравнением (2).

Для того чтобы частица перемещалась поступательно вдоль образующей кожуха, необходимо соблюсти условие  $b = 90^\circ$ . Это возможно только при малых значениях коэффициента трения  $f_1$  в данном случае в пределах от 0 до 0,4.



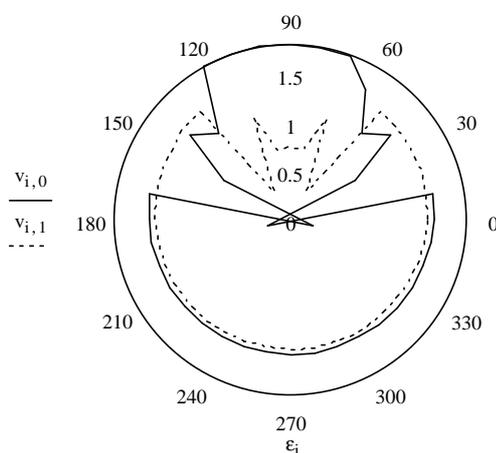
**Рисунок 1.** Зависимость осевой скорости частицы  $v_1$  от угла положения ее на кожухе  $\varepsilon$  при различных коэффициентах трения  $f_1$ .

Обозначения:

- $v_{1,0}$  – при  $f_1 = 0,2$ ;  $v_{1,1}$  – при  $f_1 = 0,4$ ;
- $v_{1,2}$  – при  $f_1 = 0,6$ ;  $v_{1,3}$  – при  $f_1 = 0,8$ .

коэффициентах трения  $f_1$ , кривые которых изображены на рис.2. Кривые построены для случая, когда  $\gamma = 15^\circ$ ,  $\omega = 100 \text{ с}^{-1}$ ,  $r = 0,05 \text{ м}$ ,  $r_1 = 0,005 \text{ м}$ ,  $f_2 = 0,5$ .

Представляет интерес изменение осевых скоростей частицы  $u_1$  в районе  $\varepsilon$  от  $0^\circ$  до  $180^\circ$  при малых



**Рисунок 2.** Зависимость осевой скорости частицы  $v_1$ , м/с, от угла положения ее на кожухе  $\varepsilon$ , град, при различных коэффициентах трения  $f_1$  в полярной системе координат.

Обозначения:  $v_0$  – при  $f_1 = 0,1$ ;  $v_1$  – при  $f_1 = 0,2$ ;

Для каждого значения можно определить среднее значение осевых скоростей частицы:

$$\bar{u}_1 = \frac{\sum_0^{2\pi} u_1(\epsilon) \nu \epsilon}{2\rho},$$

или приближенное значение по формуле:

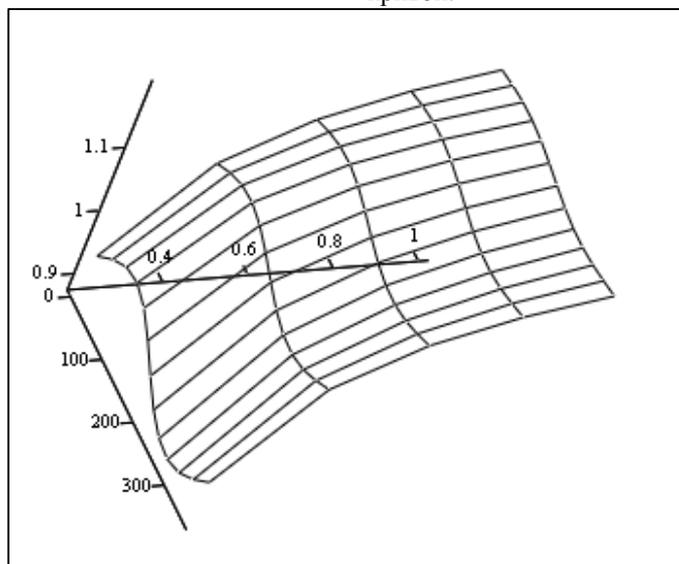
$$\bar{u}_1 = \frac{\sum_{i=1}^n u_{1,i}(\epsilon_i)}{n}. \quad (3)$$

где  $u_{1,i}(\epsilon_i)$  – величины осевых скоростей частицы, взятые при соответствующих значениях угла  $\epsilon_i$ ;  $n$  – число суммируемых величин осевых скоростей частицы, входящих в числитель выражения (3).

По числовым значениям, найденным по формуле (3) построена зависимость  $\bar{u}_1(f_1)$ , из которой видно, что средняя осевая скорость частицы  $u_1$ , находясь в зависимости от коэффициента трения,  $f_1$ , изменяется по закону прямой линии.

Изменение осевой скорости частицы  $v_1$  в зависимости от коэффициента трения  $f_2$ .

Значения осевых скоростей  $u_1$  определяются из графика, построенного для различных значений коэффициентов трения транспортируемого материала о поверхность кожуха транспортера  $f_2$ . На рис. 4 приведены зависимости  $v_1 = v_1(\epsilon)$  при различных значениях  $f_2$  для наклонного транспортера. Как видно из графика  $\bar{u}_1$  изменяется в зависимости от  $f_2$  по параболической кривой.



( $x, y, v_1$ )

**Рисунок 4.** Зависимость осевой скорости частицы  $v_1$  от угла положения ее на кожухе  $\epsilon$  (ось  $x$ ) и от коэффициента трения  $f_2$  (ось  $y$ ).

### Выводы

1. Осевая скорость транспортируемого материала  $v_1$  в наклонном транспортере, также как и в горизонтальном транспортере, увеличивается с уменьшением коэффициента трения (прямолинейная зависимость). В обоих случаях пружина должна быть тщательно обработана при изготовлении.

2. В наклонном и в горизонтальном транспортере зависимость  $\bar{u}_1 = \bar{u}_1(f_2)$  выражается параболической кривой. С увеличением коэффициента трения осевая скорость увеличивается, с уменьшением скорость уменьшается. Желательно, чтобы работа транспортера обеспечивалась при возможно больших значениях, что позволит избежать забивания пружины и кожуха транспортерным материалом

### ТЕХНОЛОГИИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЖИДКИХ КОРМОВ ПРУЖИНЫМ ТРАНСПОРТЕРОМ

ИСАЕВЮ.М.

Ульяновская государственная  
сельскохозяйственная академия,  
Ульяновск

Для изучения этого вопроса была рассмотрена схема рабочего процесса раздачи жидких кормов по горизонтальному желобу трапециидальной формы поперечного сечения с наклоном стенок в  $45^\circ$ . Жидкий корм из емкости после открытия затвора самотеком поступает в желоб и перемещается под действием естественного напора с высотой столба  $Z_0 = H$  по длине желоба.

По технологическим соображениям, для достижения минимума затрат материалов и энергии, высота емкости принимается не более 1 м. Атмосферное давление одинаково и в емкости, и в самом желобе, поэтому напора равного 1 метру недостаточно для движения жидкого корма на большие расстояния, напри-