

УДК 539.3:624.014.2

## ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ УЗЛОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ КОНСТРУКЦИЙ

**А.Е. Святошенко**

*Нижний Новгород*

Исследуется напряженное состояние сварного соединения прокатного двутавра с накладкой.

Предлагается приближенная методика по определению нормальных напряжений в сечении накладки, которая позволяет решение МКЭ пространственной модели привести к решению МКЭ по определению плоского напряженного состояния. Это достигается посредством расчленения элементов узлового соединения, при этом действие отсеченных частей заменяется граничными условиями на основе соответствующих аналитических зависимостей.

Выполнено экспериментальное исследование, по результатам тензометрии построена эпюра нормальных напряжений в сечении горизонтальной накладки. Проведено сопоставление экспериментальных и теоретических расчетов и отмечена точность получаемых результатов.

### 1. Введение

Очевидно, что надежность любой конструкции определяется не только работой ее элементов, но и, в не меньшей степени, точностью расчета узловых соединений.

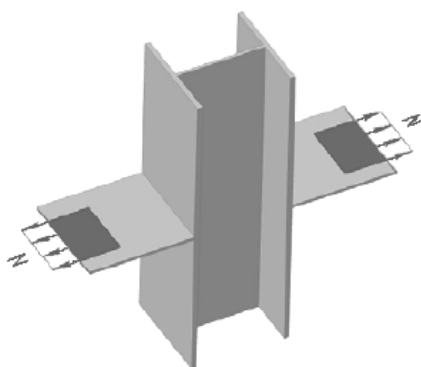


Рис. 1

В связи с этим возникает необходимость уточнения напряженного состояния, влияющего на работу сопряжений. В настоящей статье исследуется напряженное состояние сварного соединения прокатного двутавра с накладкой (рис. 1). Сварной шов выполняется с полным проплавлением по всей толщине накладки. Материал элементов – малоуглеродистая сталь. Плоскость стенки и накладки взаимно перпендикулярны. Решение задачи теории упругости по определению напряженного состояния рассматриваемой конструкции весьма трудоемко, что вызвано простран-

ственным сопряжением элементов, их геометрией и особенностями внешнего нагружения.

Проанализируем работу узлового соединения. Эпюра нормальных напряжений в сечении горизонтальной накладки по грани пояса колонны характерна всплеском в области стенки колонны, что обусловлено различной податливостью пояса и стенки.

Рассматриваемая задача имеет широкое практическое применение, а именно: в строительных конструкциях [1], в судостроении [2]. Как показывает практика,

неучет фактического напряженного состояния рассматриваемого узлового соединения приводит к преждевременным отказам и разрушению сварного шва, крепящего накладку к поясу двутавра.

В данной статье рассматривается приближенная методика расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) узлового соединения накладки с прокатным двутавром, основанная на расчете методом конечных элементов (МКЭ) и аналитических зависимостей. Выполняется проверка предлагаемой методики на примере экспериментального исследования конкретного узла.

## 2. Методика исследования

Алгоритм решения базируется на численных, аналитических и экспериментальных исследованиях.

Непосредственный анализ конструкции в пространственной постановке представляется весьма сложным. В настоящей работе рассматривается решение задачи расчета МКЭ напряжений в накладке, находящейся в условиях плоского напряженного состояния, с граничными условиями по грани соединения на основе соответствующих аналитических зависимостей. Для этого выполняется условное расчленение горизонтальной накладки с прокатным двутавром по грани пояса колонны. Отсеченная часть, а именно, прокатный двутавр, имитируется упругими связями, тем самым учитывается совместность деформаций накладки с двутавром. Определение эпюры нормальных напряжений в сечении горизонтальной накладки предлагается выполнять следующим образом. Накладку рассматриваем как пластину на упругом основании (рис. 2). Переменная жесткость основания  $\Delta$  зависит от податливости пояса  $\Delta(x)_п$  и стенки  $\Delta_c$  (рис. 3):

$$\Delta = \Delta(\delta)_г + \Delta_n. \quad (1)$$

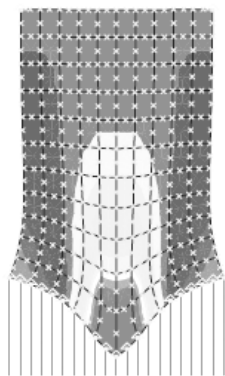


Рис. 2

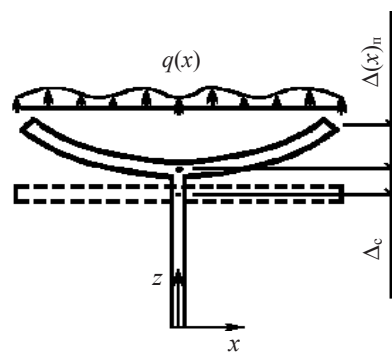


Рис. 3

Как показывают результаты расчетов МКЭ пространственной модели рассматриваемого узлового соединения, значения продольных и поперечных перемещений узлов сварного шва, крепящего накладку к поясу колонны, существенно отличаются (в 30–70 раз). В связи с этим предлагается ограничить перемещения в поперечном направлении накладки, а также приложить упругие связи в продольном.

Прогиб пояса  $W$  определяется как для полубесконечной консольной пластины от действия сосредоточенного усилия  $P$  (см. расчетную схему пояса колонны, рис. 4).

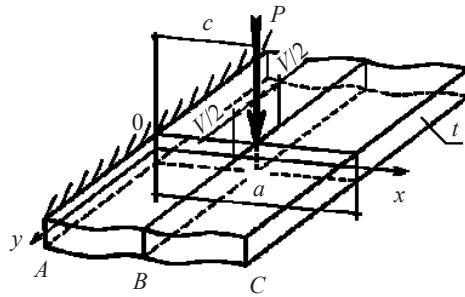


Рис. 4

Дифференциальное уравнение прогиба пластинки представим в следующем виде:

$$D \frac{\partial}{\partial x} (\Delta W_1 - \Delta W_2) = f(y), \quad (2)$$

где  $W_1, W_2$  – прогиб пластинки на участке  $AB$  и  $BC$  соответственно;

$$\Delta W_i = \frac{\partial^2 W_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 W_i}{\partial y^2}.$$

Как известно, любая четная функция допускает представление через интеграл Фурье:

$$f(y) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \cos(\alpha y) d\alpha \int_0^{\infty} f(\eta) \cos(\alpha \eta) d\eta. \quad (3)$$

Поскольку интенсивность нагрузки  $f(\eta) = P/V$  постоянная в интервале  $-V/2 < \eta < V/2$  (см. рис. 4) и исчезает на остальной площади пластинки, то  $f(y)$  запишется в виде:

$$f(y) = \frac{2D}{\pi V} \int_0^{\infty} \frac{\cos(\alpha y) \sin(\alpha V/2)}{\alpha} d\alpha, \quad (4)$$

так как с учетом четности искомой функции

$$\int_0^{\infty} \frac{D}{V} \cos(\alpha \eta) d\eta = \frac{P \sin(\alpha V/2)}{V \alpha}.$$

Таким образом, функция  $f(y)$  представляет собой разность между значениями поперечной силы  $Q$  по обоим краям сечения  $x = c$ .

Общим решением дифференциального уравнения (2) будет являться

$$W_i = \int_0^{\infty} X_i(x, \alpha) \cos(\alpha y) d\alpha, \quad (5)$$

в котором функция  $X_i(x, \alpha)$  имеет следующий вид:

$$X_i(x, \alpha) = (A_i + B_i x) \operatorname{ch}(\alpha x) + (C_i + D_i x) \operatorname{sh}(\alpha x). \quad (6)$$

Для определения коэффициентов  $A_1, B_1, \dots, D_2$  необходимо подставить выражение (5) в граничные условия и условия неразрывности.

Используя значения из таблицы, можно подсчитать максимальный прогиб пояса по сечению нормали к заделке  $\Delta(x)_n$  при любом нагружении и геометрии пластинки. Тогда перемещения пояса от действия распределенного усилия ( $q = P/a$ ) по сечению нормали к заделке предлагается определять по следующей формуле:

$$\Delta(\delta)_{i, T=i} = P\omega_\delta \frac{a^2}{t^3} \frac{1}{1000}, \quad (7)$$

где  $P$  – сосредоточенное усилие (кН), эквивалентное распределенному усилию  $q$ ;  $a$  – консольный вылет пластины (мм);  $t$  – толщина пластины (мм).

Таблица

**Распределение относительного прогиба полубесконечной консольной пластинки по сечению нормали к заделке при действии распределенного усилия  $q$**

Координата	Относительный прогиб $(\omega_m) \cdot 10^3$ в точке с координатами $(x)$ , от действия распределенного усилия, эквивалентного $P = 10$ кН										
	т. 0	т. 1	т. 2	т. 3	т. 4	т. 5	т. 6	т. 7	т. 8	т. 9	т. 10
	(0,0a)	(0,1a)	(0,2a)	(0,3a)	(0,4a)	(0,5a)	(0,6a)	(0,7a)	(0,8a)	(0,9a)	(1,0a)
$y = 0$	0,00	0,90	2,98	5,84	9,18	12,81	16,64	20,48	24,60	28,43	32,61

Податливость стенки  $\Delta_c$  может быть определена с использованием работ Б.М. Бруде [3], Б.Б. Лампси [4].

Предлагается следующая методика по вычислению условных жесткостей: определяются перемещения пояса  $\Delta(x)_n$  от действия равномерно распределенного усилия по формуле (7); рассчитывается податливость стенки колонны  $\Delta_c$ ; вычисляются суммарные перемещения  $\Delta$ ; определяются усилия  $F$ , приходящиеся на упругие связи, при этом распределение усилий происходит обратно пропорционально перемещениям  $\Delta$ . После вычисления перемещения и усилия в каждом конечном элементе определяется его жесткость  $k = F/\Delta$ . Затем выполняется моделирование накладки и статический расчет плоской конечно-элементной модели (см. рис. 2). Данные предпосылки справедливы только для определения нормальных напряжений вдоль действия усилия горизонтальной накладки.

Для учета плавности сопряжения пояса со стенкой, что связано с технологией проката профилей, за консольный вылет пояса принимается расстояние от его края до начала радиуса скругления, а жесткость стенки колонны принимается постоянной по длине, равной толщине стенки плюс два радиуса скругления.

### 3. Экспериментальное исследование

В настоящей работе проведение эксперимента вызвано следующими причинами: во-первых, отсутствием опытных данных и методик расчета особо напряженных элементов узла; во-вторых, попыткой получить оценку выполняемого теоретического исследования.

Исходные данные: двутавр 20К1 по СТО АСЧМ 20-93; горизонтальная накладка  $6 \times 199 \times 210$  мм; материал листового и фасонного проката – малоуглеродистая сталь (Ст3). Экспериментальный образец показан на рис. 5. Схема нагружения показана на рис. 1.

В результате проведенного экспериментального исследования с использованием тензометрии выполнено построение эпюры нормальных напряжений в сечении горизонтальной накладке, удаленном на 26 мм от нейтральной плоскости пояса двутавра.

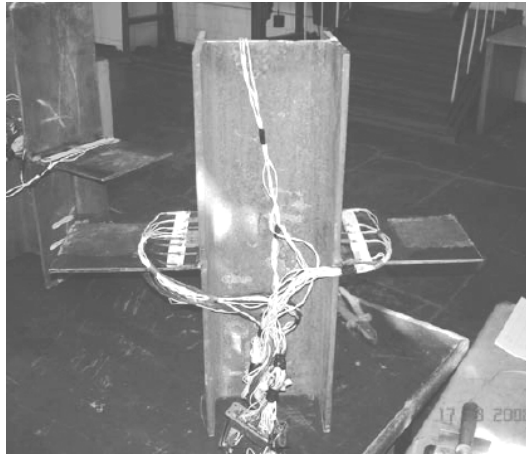


Рис. 5

На рис. 6 представлены результаты определения напряжений в сечении накладки при усилии  $P = 20$  кН по МКЭ (ряд 1), с использованием тензометрии (ряд 2), по предлагаемой методике (ряд 3), а также осредненные напряжения (ряд 4).

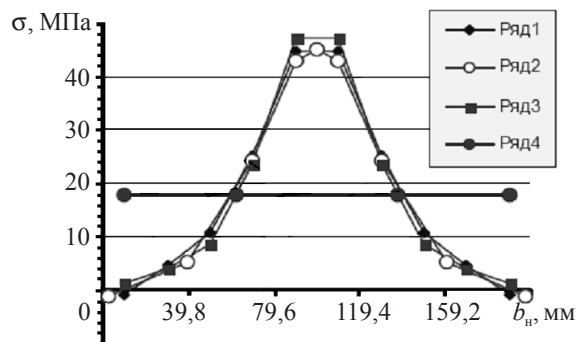


Рис. 6

Сопоставление эпюр нормальных напряжений, вычисленных различными способами, показывает их качественное совпадение, а также точность получаемых результатов.

### Заключение

В результате проведенного исследования проанализировано напряженное состояние сварного соединения прокатного двутавра с накладкой. Разработана методика по определению нормальных напряжений в сечении накладки, которая позволяет решение МКЭ пространственной модели привести к решению МКЭ по определению плоского напряженного состояния. Это достигается посредством расчленения элементов узловой конструкции, при этом действие отсеченных частей заменяется упругими связями. Выполнен расчет жесткостей упругих связей, имитирующих отсеченный двутавр. Разработанная методика позволяет снизить трудоемкость создания расчетной модели, а также учесть плавность сопряжения пояса двутавра со стенкой.

Выполнено экспериментальное исследование, по результатам тензометрии построена эпюра нормальных напряжений в сечении горизонтальной накладки.

Проведено сопоставление экспериментальных и теоретических расчетов эпюры нормальных напряжений в сечении накладки, а также отмечена точность получаемых результатов.

#### *Литература*

1. *Кузнецов, В.В.* Металлические конструкции / В.В. Кузнецов. – В 3-х т. Т. 2. – М.: Изд-во АСВ, 1999. – 528 с.
2. *Вичев, А.Ф.* Экспериментальное исследование несущей способности и податливости узла с "жесткой точкой" при действии статических нагрузок / А.Ф. Вичев // Труды НКИ. – 1979. – №151. – С. 83–92.
3. *Броуде, Б.М.* Распределение сосредоточенного давления металлических балок / Б.М. Броуде. – М.: Гос. изд-во строит. литер., 1950. – 84 с.
4. *Лампси, Б.Б.* Металлические тонкостенные несущие конструкции при локальных нагрузках: (Теория местных напряжений) / Б.Б. Лампси. – М.: Стройиздат, 1979. – 272 с.

[11.09.2006]

### **STUDYING THE STRESSED STATE OF THE PARTS OF NODAL JOINTS OF STRUCTURES**

**A.E. Svyatoshenko**

The stressed state of a welded joint of a rolled I-beam with a cover plate is analysed.

An approximate method for determining normal stresses in the cross-section of the cover plate is presented that makes it possible to reduce the FE-analysis of a 3-D model to the FE-analysis to determine a 2-D stressed state. This is achieved by dissecting the parts of the nodal joint, the effect of the dissected parts being simulated by boundary conditions based on the corresponding analytical relations.

The experimental study is done, the diagram of normal stresses in the cross-section of the horizontal cover plate is constructed based on the results of strain measurements. The experimental and theoretical calculations are compared, testifying to a high accuracy of the results obtained.