

Содержание

Введение.....	4
Рекомендуемая литература.....	4
1. Формулировка задания.....	5
1.1. Выбор варианта и схемы.....	5
1.2. Задание.....	8
1.3. Основные требования к выполнению задания.....	8
2. Методика расчета сечения тонкостенной балочной конструкции.....	9
2.1. Определение нормальных напряжений.....	10
2.1.1. Выбор системы координат.....	10
2.1.2. Редуцирование по материалу.....	10
2.1.3. Приведение обшивки к сосредоточенным элементам (стрингерам, полкам лонжеронов и т.д.).....	11
2.1.4. Определение геометрических характеристик сечения.....	11
2.1.5. Вычисление нормальных напряжений.....	14
2.1.6. Проверка вычисления нормальных напряжений.....	14
2.1.7. Построение эпюры нормальных напряжений.....	15
2.2. Определение потока касательных сил.....	16
2.2.1. Определение потока q_0	17
2.2.2. Определение потоков q_{0j}	19
2.2.3. Проверка определения потока q	24
2.3. Определение положения центра изгиба по оси Ox	25
3. Вопросы для самопроверки.....	27

Введение

Дисциплина «Динамика и прочность авиационных конструкций» посвящена изучению теоретических основ анализа прочности, жесткости, статической устойчивости и динамического поведения авиационных конструкций. В конструкции летательных аппаратов широко используются тонкостенные подкрепленные оболочки. Это конструкции типа крыла, оперения и фюзеляжа. Для расчета таких оболочек в местах, удаленных от стеснения (т.е., например, удаленных от заделки или от мест приложения сосредоточенных нагрузок), используется расчетная модель, часто называемая балочной. Балочная теория основана на ряде гипотез, позволяющих значительно упростить расчет сложных пространственных конструкций.

Данная расчетно-графическая работа посвящена закреплению знаний, полученных при изучении балочной теории расчета авиационных конструкций. Перед началом работы студентам рекомендуется изучить или повторить соответствующие разделы дисциплины «Динамика и прочность авиационных конструкций».

Рекомендуемая литература

1. Строительная механика летательных аппаратов: учебник для авиационных специальностей вузов / под ред. И.Ф. Образцова. – М.: Машиностроение, 1986. – 536 с.
2. Страхов Г.И., Чунарева Н.Н. Строительная механика самолета. – М.: МИИГА, 1983. – 96 с.

1. Формулировка задания

Выполнить расчет сечения тонкостенной подкрепленной балочной конструкции.

1.1. Выбор варианта и схемы

Вариант задания и схема (рис. 1.1...1.5) выбираются по номеру зачетной книжки студента. Номер варианта получают сложением трех последних цифр номера зачетки. Варианты задания приводятся в табл. 1.1.

Схема выбирается по последней цифре номера зачетки по табл. 1.2. Схемы сечений приводятся на рис. 1.1...1.5. Например, если зачетка имеет номер 721456, то необходимо взять числовые данные варианта 15 из табл. 1.1 и принять для расчета схему А (по табл. 1.2).

Для всех вариантов принять:

- 1) изгибающий момент $M_x = M$ (знак момента учесть самостоятельно);
- 2) поперечная сила $Q_y = Q$;
- 3) δ_1 – толщина обшивки для всех участков, кроме тех, где указана на чертеже δ_2 ;
- 4) для стрингеров площадью f и обшивки толщиной δ_1 и δ_2 использован материал Д16Т ($E = 0,7 \cdot 10^6$ кгс/см²); материал поясов площадью F_1 и F_2 – сталь 30ХГСА ($E = 2,10 \cdot 10^6$ кгс/см²).

Таблица 1.1

Выбор варианта задания

№ вар.	c , см	$\frac{d}{c}$	$\frac{H}{b}$	δ_1 , см	δ_2 , см	f , см ²	$\frac{F_1}{f}$	$\frac{F_2}{f}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	5	1,5	0,2	0,1	0,15	2,5	5	3
2	6	2						
3	7	2,5						
4	8	3						
5	9	3,5						
6	10	1,5						
7	11	2						
8	12	2,5						
9	13	3						
10	14	3,5						
11	5	2	0,25	0,15	0,2	2	7	4
12	6	2,5						
13	7	3						
14	8	3,5						
15	9	1,5						

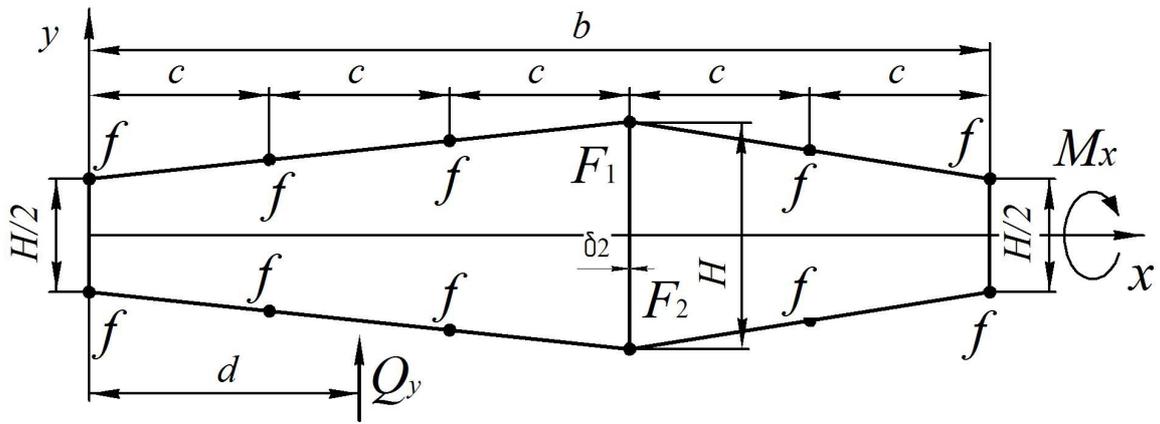


Рис. 1.2. Схема Б

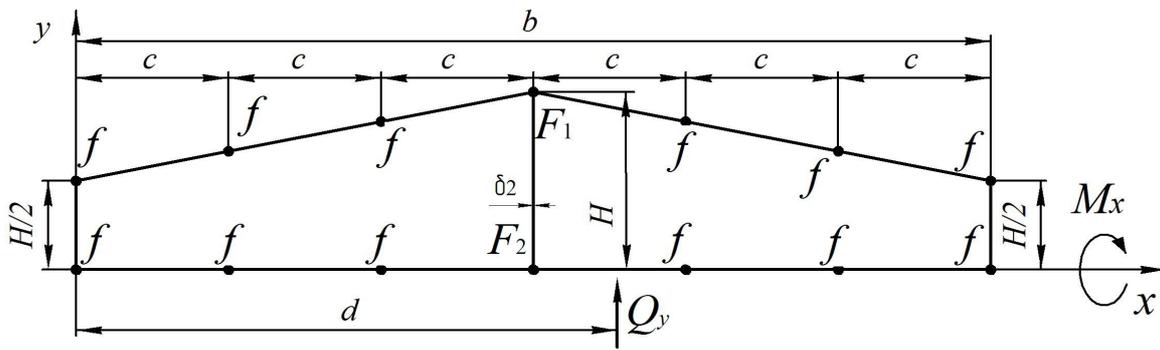


Рис. 1.3. Схема В

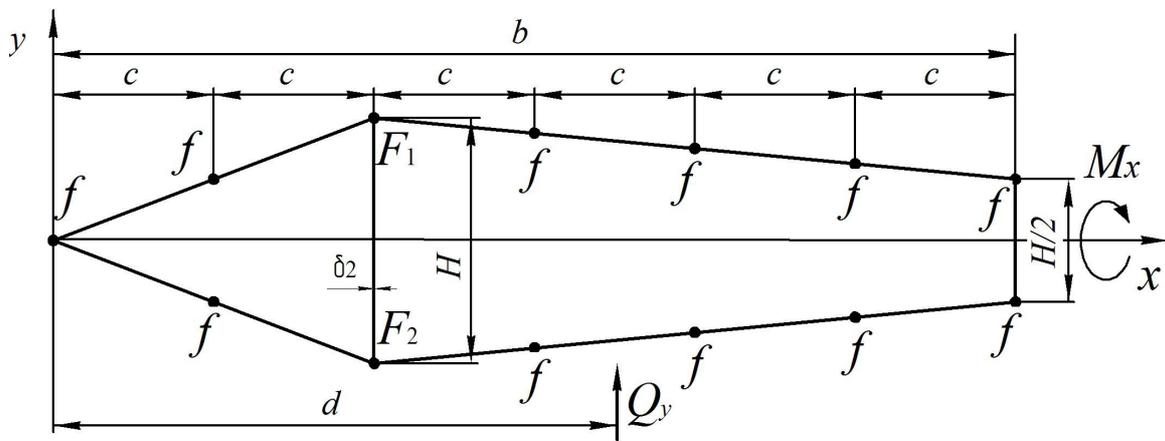


Рис. 1.4. Схема Г

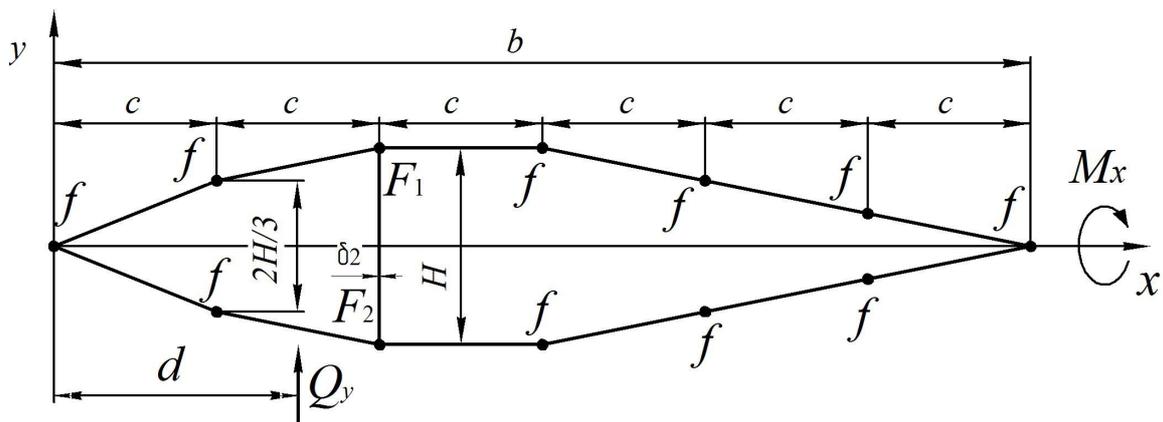


Рис. 1.5. Схема Д

1.2. Задание

1. По заданным геометрическим параметрам начертить профиль балки.

2. Определить нормальные напряжения и построить эпюру нормальных напряжений.

Указание: обшивку привести к стрингерам; пренебречь работой вертикальных стенок на нормальные напряжения, нормальные напряжения выразить через параметр M .

3. Определить поток касательных сил, построить эпюру потока касательных сил и показать направление действия потока на участках. Поток выразить через параметр Q .

4. Определить положение центра изгиба сечения по оси Ox . Показать положение центра изгиба на чертеже.

5. Выполнить проверку решения задачи.

1.3. Основные требования к выполнению задания

Задание должно состоять из пояснительной записки, содержащей схемы, таблицы, эпюры и подробное описание решения.

Графическая часть работы должна быть выполнена на миллиметровой бумаге в масштабе и вшита в пояснительную записку.

Пояснительная записка выполняется только ОТ РУКИ и должна быть написана четко, аккуратно, подробно. Из текста должно быть ясно, каким путем получен тот или иной параметр.

Автор работы несет полную ответственность за содержание работы и обязан при защите отвечать на вопросы по тексту и знать теоретическое содержание соответствующего раздела дисциплины.

2. Методика расчета сечения тонкостенной балочной конструкции

В задании дается сечение тонкостенной призматической балки. Следует определить усилия, действующие в тонкой стенке и стрингерах. Требуется определить деформации и положение центра изгиба.

Расчетная схема (или модель тонкостенной балки) может описывать работу отдельных элементов конструкций и целых ее агрегатов, например, крыла или фюзеляжа, киля или закрылка, хвостовой балки вертолета и т.п. Балка может быть нагружена распределенными или сосредоточенными нагрузками, которые создают в данном сечении изгибающий момент и поперечную силу. Величины изгибающего момента и поперечной силы определяются из соответствующих эпюр, построенных для балки. Балочная теория позволяет вести расчет одного сечения по известным нагрузкам. Изгибающий момент создает нормальные напряжения в элементах сечения, а поперечная сила – касательные напряжения в обшивке и стенках.

Особенности расчета рассмотрим на примере сечения, показанного на рис. 2.1.

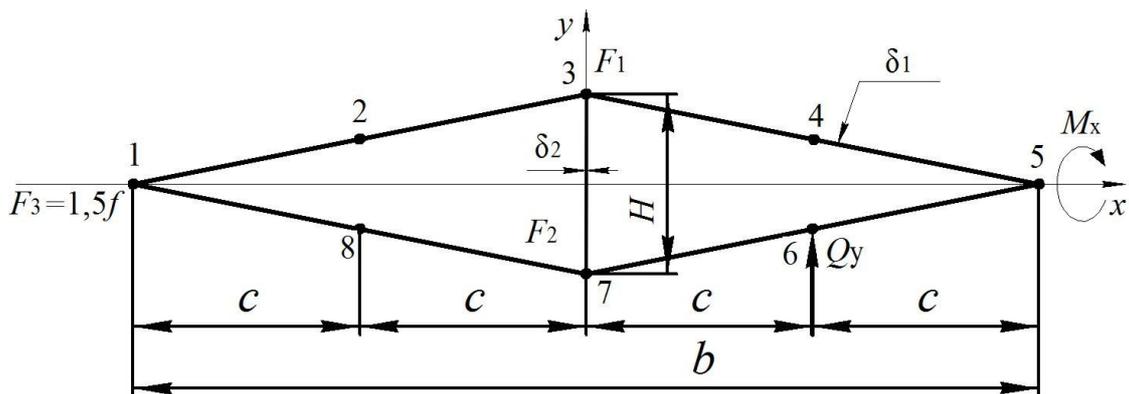


Рис. 2.1. Схема сечения балки

Пусть $b = 200$ см; $H = 0,2 \cdot b = 40$ см; $c = b/4 = 50$ см; $\delta_1 = 0,15$ см; $\delta_2 = 0,2$ см; $f = 2$ см; $F_1 = 5 \cdot f = 10$ см²; $F_2 = 3 \cdot f = 6$ см²; $F_3 = 1,5 \cdot f = 3$ см²; $Q_y = Q$; $M_x = -M$. (Знак «минус» поставлен в соответствии с правилом знаков, принятом в балочной теории). Материал обшивки, стенки и стрингеров f – дюралюминий Д16 ($E = 0,7 \cdot 10^6$ кгс/см²); материал поясов F_1 и F_2 – сталь 30ХГСА ($E = 2,1 \cdot 10^6$ кгс/см²).

В пояснительной записке студентом приводится эскиз сечения (в масштабе), перечисляются все геометрические данные и заданные внешние нагрузки в соответствии с заданием. Дается постановка задачи, выявляются конечные цели расчетов.

Для сечения, показанного на рис. 2.1, необходимо определить нормальные и касательные напряжения, вызываемые заданными нагрузками и центр изгиба сечения.

2.1. Определение нормальных напряжений

2.1.1. Выбор системы координат

Расчет сечения ведется в ортогональной системе координат, оси Ox и Oy расположены в плоскости сечения, ось Oz – перпендикулярна плоскости чертежа (является продольной осью балки). На эскизах сечений в задании ориентировочно показаны оси координат, однако студенту представляется право, сохраняя направление осей, перенести начало координат в любую удобную точку плоскости так, чтобы расчеты упростились. При этом удобно использовать симметрию сечения. Для заданного сечения принимаем систему координат, показанную на рис. 2.1.

В принятой системе координат нормальные напряжения для произвольного сечения определяются по формуле:

$$\sigma_z = k \varphi \frac{M_x}{I_{x0}} \bar{y}, \quad (1)$$

где $\bar{y} = y - y_0 - (x - x_0) \frac{I_{x_0 y_0}}{I_{y_0}}$ – обобщенная координата; (2)

$$k = \frac{1}{1 - \frac{I_{x_0 y_0}^2}{I_{x_0} I_{y_0}}} - \text{коэффициент симметричности сечения}; \quad (3)$$

φ – редуциционный коэффициент;

$I_{x_0}, I_{y_0}, I_{y_0 x_0}$ – моменты инерции сечения относительно центральных осей;

x_0, y_0 – координаты центра тяжести сечения.

Следует обратить внимание на то, с каким знаком подставлять в формулу (1) момент M_x . В задании даны абсолютные значения момента M_x .

2.1.2. Редуцирование по материалу

Если элементы, составляющие сечение, изготовлены из различных материалов, для упрощения расчетов осуществляют так называемое редуцирование по материалу, заключающееся в замене заданного сечения приведенным, материал всех элементов которого одинаков.

Приведенное сечение должно быть эквивалентно истинному, т.е. необходимо, чтобы силы и деформации в двух сечениях (приведенном и истинном), возникающие в одних и тех же элементах, были одинаковы и координаты центров тяжести элементов сечения не изменялись.

Такое приведение можно осуществить, если заменить площади в приведенном сечении на следующие:

$$f_i^\Phi = \varphi_i f_i, \quad (4)$$

где f_i – площадь элемента в истинном сечении;

φ_i – редуциционный коэффициент, равный отношению модулей упругости истинного E_i и приведенного E_0 элементов, т.е.:

$$\varphi_i = \frac{E_i}{E_0}. \quad (5)$$

Приводить сечение можно к любому материалу, даже гипотетическому (задавшись значением E_0), однако целесообразно приводить сечение к материалу, из которого изготовлено большинство его элементов.

В нашем примере основным материалом является дюралюминий. Примем его в качестве материала приведения. Для элементов, изготовленных из дюралюминия, имеем:

$$\varphi = 1 \quad (E_0 = E_{Д16} = 0,7 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2),$$

а для элементов 3 и 7, изготовленных из стали ($E_{30ХГСА} = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$):

$$\varphi = \frac{E_{30ХГСА}}{E_{Д16}} = \frac{2,1 \cdot 10^6}{0,7 \cdot 10^6} = 3.$$

2.1.3. Приведение обшивки к сосредоточенным элементам (стрингерам, полкам лонжеронов и т.д.)

При вычислении геометрических характеристик сечения и при составлении уравнений балочной теории в общем случае приходится вычислять большое количество интегралов. В практических расчетах удобно заменить данное сечение системой точечных элементов (совпадающих с положением сосредоточенных элементов – продольных силовых элементов балки). Вычисление интегралов в этом случае заменяется вычислением сумм, что позволяет свести все расчеты в таблицы. Работу обшивки в этом случае учитывают путем приведения ее к сосредоточенным элементам.

Площади сосредоточенных элементов вычисляются как:

$$F_i = f_i^\phi + \Delta f_{об}^i. \quad (6)$$

Можно пренебречь работой вертикальных стенок на нормальные напряжения и при приведении обшивки их площади не учитывать, так как их роль в восприятии изгибающего момента мала.

Одна из возможных схем приведения – равномерное распределение площади панели к прилегающим сосредоточенным элементам.

Таким образом в нашем примере:

$$\Delta f_{об}^i = \Delta f_{об}^{\text{прав}} + \Delta f_{об}^{\text{лев}} = \delta_1 \frac{a_i}{2} + \delta_1 \frac{a_i}{2} \approx \delta_1 \cdot c = 0,15 \cdot 50 = 7,5 \text{ см}^2,$$

где a_i – длина участка обшивки между сосредоточенными элементами.

Координаты точек сечения и значения площадей заносим в табл. 2.1.

2.1.4. Определение геометрических характеристик сечения

Геометрические характеристики, входящие в формулу (1), определяются по формулам (2), (3) и по следующим соотношениям:

1) моменты инерции сечения относительно центральных осей, параллельных осям Ox и Oy :

$$I_{x_0} = I_x - y_0^2 F; I_{y_0} = I_y - x_0^2 F; I_{x_0 y_0} = I_{xy} - x_0 y_0 F; \quad (7)$$

2) координаты центра тяжести сечения:

$$x_0 = \frac{S_y}{F}; y_0 = \frac{S_x}{F}; \quad (8)$$

3) статические моменты сечения относительно принятых (произвольных) осей Ox и Oy :

$$S_x = \sum_{i=1}^n F_i y_i; S_y = \sum_{i=1}^n F_i x_i; \quad (9)$$

4) площадь сечения:

$$F = \sum_{i=1}^n F_i; \quad (10)$$

5) моменты инерции сечения относительно осей Ox и Oy :

$$I_x = \sum_{i=1}^n F_i y_i^2; I_y = \sum_{i=1}^n F_i x_i^2; I_{xy} = \sum_{i=1}^n F_i x_i y_i. \quad (11)$$

Вычисления $F, S_x, S_y, I_x, I_y, I_{xy}$ удобно свести в табл. 2.1.

Суммируя величины, входящие в соответствующий столбец табл. 2.1, получаем $F = 121 \text{ см}^2, S_y = -100 \text{ см}^3, S_x = 240 \text{ см}^3, I_y = 295000 \text{ см}^4, I_x = 29000 \text{ см}^4, I_{xy} = 0$.

По формулам (8) находим:

$$x_0 = \frac{S_y}{F} = \frac{-100}{121} = -0,8264 \text{ см}; y_0 = \frac{S_x}{F} = \frac{240}{121} = 1,9835 \text{ см}.$$

Центр тяжести показан на рис. 2.2.

Таблица 2.1

Определение нормальных напряжений

i	$x_i,$ см	$y_i,$ см	$f_i,$ см	φ_i	$f_i^\Phi,$ см ²	$\Delta f_{об}^i,$ см ²	$F_i,$ см ²	$F_i x_i,$ см ³	$F_i y_i,$ см ³	$F_i x_i^2,$ см ⁴	$F_i y_i^2,$ см ⁴
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	-100	0	3	1	3	7,5	10,5	-1050	0	105000	0
2	-50	10	2	1	2	7,5	9,5	-475	95	23750	950
3	0	20	10	3	30	7,5	37,5	0	750	0	15000
4	50	10	2	1	2	7,5	9,5	475	95	23750	950
5	100	0	2	1	2	7,5	9,5	950	0	95000	0
6	50	-10	2	1	2	7,5	9,5	475	-95	23750	950
7	0	-20	6	3	18	7,5	25,5	0	-510	0	10200
8	-50	-10	2	1	2	7,5	9,5	-475	-95	23750	950
Σ							$F =$ =121	$S_y =$ =-100	$S_x =$ =240	$I_y =$ =295000	$I_x =$ =29000

Продолжение табл. 2.1

i	$F_i \cdot x_i \cdot y_i$, см ⁴	\bar{y}_i , см	σ_z^i , кгс/см ²	$\sigma_z^i \cdot F_i$ (при $\varphi=1$), кгс	$\sigma_z^i \cdot y_i \cdot F_i$ (при $\varphi=1$), кгс·см	$\sigma_z^i \cdot x_i \cdot F_i$ (при $\varphi=1$), кгс·см
	13	14	15	16	17	18
1	0	-1,9169	$6,720 \cdot 10^{-5} M$	$70,56 \cdot 10^{-5} M$	0	$-7056 \cdot 10^{-5} M$
2	-4750	8,0495	$-28,220 \cdot 10^{-5} M$	$-268,09 \cdot 10^{-5} M$	$2680,9 \cdot 10^{-5} M$	$13404,5 \cdot 10^{-5} M$
3	0	18,0159	$-63,161 \cdot 10^{-5} M$ ($\varphi=1$) $-189,483 \cdot 10^{-5} M$ ($\varphi=3$)	$-2368,54 \cdot 10^{-5} M$	$-47370,75 \cdot 10^{-5} M$	0
4	4750	7,9823	$-27,985 \cdot 10^{-5} M$	$-265,86 \cdot 10^{-5} M$	$-2658,6 \cdot 10^{-5} M$	$-13292,9 \cdot 10^{-5} M$
5	0	-2,0513	$7,192 \cdot 10^{-5} M$	$88,32 \cdot 10^{-5} M$	0	$6832 \cdot 10^{-5} M$
6	-4750	-12,0177	$42,132 \cdot 10^{-5} M$	$400,25 \cdot 10^{-5} M$	$-4002,54 \cdot 10^{-5} M$	$20012,7 \cdot 10^{-5} M$
7	0	-21,9841	$77,072 \cdot 10^{-5} M$ ($\varphi=1$) $231,216 \cdot 10^{-5} M$ ($\varphi=3$)	$1965,34 \cdot 10^{-5} M$	$-39306,72 \cdot 10^{-5} M$	0
8	4750	-11,9505	$41,896 \cdot 10^{-5} M$	$398,01 \cdot 10^{-5} M$	$-3980,1 \cdot 10^{-5} M$	$-19900,6 \cdot 10^{-5} M$
Σ	$I_{xy} = 0$			$-0,01 \cdot 10^{-5} M$	$-99999,61 \cdot 10^{-5} M$	$-0,3 \cdot 10^{-5} M$
Действительное значение				0	-M	0
Погрешность				0,0004%	0,00039%	0,0015%

По формулам (7) находим:

$$I_{x_0} = 29000 - 1,9835^2 \cdot 121 = 28523,95 \text{ см}^4;$$

$$I_{y_0} = 295000 - (-0,8264)^2 \cdot 121 = 294917,37 \text{ см}^4;$$

$$I_{x_0 y_0} = 0 - (-0,8264) \cdot 1,9835 \cdot 121 = 198,34 \text{ см}^4.$$

Коэффициент симметричности k определяется по формуле (3):

$$k = \frac{1}{1 - \frac{198,34^2}{28523,95 \cdot 294917,37}} = \frac{1}{0,99999} \approx 1.$$

Обобщенная координата \bar{y}_i определяется по формуле (2):

$$\bar{y}_i = y_i - 1,9835 - (x_i + 0,8264) \frac{198,34}{294917,37}.$$

Результаты вычисления \bar{y}_i заносятся в столбец 14 табл. 2.1.

2.1.5. Вычисление нормальных напряжений

Нормальные напряжения, уравнивающие в заданном сечении изгибающий момент $M_x = -M$, определяются равенством (1), которое с учетом найденных величин принимает вид:

$$\sigma_z^i = k \varphi_i \frac{M_x}{I_{x0}} \bar{y}_i = -\varphi_i \frac{M}{28523,95} \bar{y}_i. \quad (12)$$

Найденные значения σ_z^i заносятся в столбец 15 табл. 2.1. Обратите внимание, что в точках 3 и 7 (рис. 2.1), где дюралевая обшивка соединяется со стальным поясом, напряжения в обшивке определяются по формуле (12) при $\varphi_i = 1$, а напряжения в поясе – при $\varphi_i = 3$. В этих точках следует указать два значения напряжения.

2.1.6. Проверка вычисления нормальных напряжений

Нормальные напряжения должны приводиться к обобщенным силовым факторам, уравнивающим внешние нагрузки. Согласно балочной теории нормальные напряжения приводятся к продольной силе по оси Oz , моментам M_x и M_y . Поэтому для проверки используем уравнения равновесия:

$$\sum Z = 0; \sum M_x = 0; \sum M_y = 0, \quad (13a)$$

или

$$\sum_{i=1}^n \sigma_z^i f_i = 0; \sum_{i=1}^n \sigma_z^i y_i f_i = M_x; \sum_{i=1}^n \sigma_z^i x_i f_i = 0. \quad (13b)$$

В уравнения (13б) входят неприведенные значения площадей. В некоторых случаях удобно записать уравнения (13б) через приведенные площади. В этом случае в уравнения вместо действительных значений σ_z^i подставляются значения, найденные при $\varphi_i = 1$. Например:

$$\sum_{i=1}^n \sigma_z^i f_i = \sum_{i=1}^n \frac{\sigma_z^i}{\varphi_i} (\varphi_i f_i) = \sum_{i=1}^n \sigma_z^i F_i = 0.$$

Уравнения (13б) примут вид:

$$\sum_{i=1}^n \sigma_z^i F_i = 0; \sum_{i=1}^n \sigma_z^i y_i F_i = M_x; \sum_{i=1}^n \sigma_z^i x_i F_i = 0. \quad (14)$$

Проверку уравнений (14) выполняем в табл. 2.1 (столбцы 16, 17, 18).

Для первого и третьего уравнения (14) оценку полученной нулевой величины ведем по сравнению с максимальным по модулю слагаемым, т.е.:

$$\Delta_1 = \frac{0,01 \cdot 10^{-5} M}{2368,54 \cdot 10^{-5} M} \cdot 100\% = 0,0004\%;$$

$$\Delta_3 = \frac{0,3 \cdot 10^{-5} M}{20012,7 \cdot 10^{-5} M} \cdot 100\% = 0,0015\%,$$

для второго уравнения оценивается приближение к точному значению:

$$\Delta_2 = \frac{-M + 0,9999961 \cdot M}{-M} \cdot 100\% = 0,00039\%.$$

Можно считать, что значения напряжений найдены достаточно точно. При выполнении контрольной работа допускается ошибка при проверке в пределах 1 %.

2.1.7. Построение эпюры нормальных напряжений

По данным расчета строится эпюра нормальных напряжений. При этом в точках 3 и 7 откладываются два значения напряжений (для дюралевых и стальных элементов).

Для правильного построения эпюры σ_z и анализа работы сечения необходимо найти точки, в которых нормальные напряжения обращаются в нуль. Такими точками будут точки пересечения нейтральной оси с контуром сечения.

Из формулы (1) видно, что нормальные напряжения равны нулю только в том случае, если $\bar{y} = 0$. Из этого условия получаем уравнения нейтральной оси:

$$\bar{y} = y - y_0 - (x - x_0) \frac{I_{x_0 y_0}}{I_{y_0}} = 0. \quad (15)$$

В нашей задаче:

$$y - 1,9835 - (x - 0,8264) \frac{198,34}{294917,37} = 0$$

или

$$y = 1,9835 - 0,000672 x.$$

Так как уравнение (15) удовлетворяется при $y = y_0$ и $x = x_0$, нейтральная ось проходит через центр тяжести сечения.

Эпюра нормальных напряжений, положение центра тяжести сечения и положение нейтральной оси показаны на рис. 2.2.

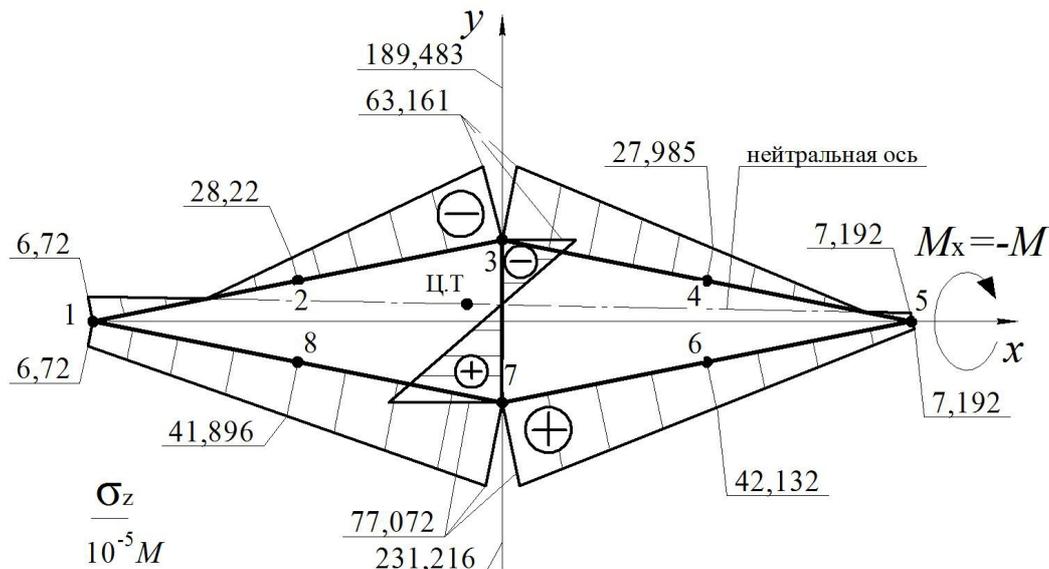


Рис. 2.2. Эпюра нормальных напряжений

2.2. Определение потока касательных сил

В тонкостенных конструкциях можно считать, что касательные напряжения τ по толщине стенки δ постоянны. Поэтому поток касательных сил определяют соотношением:

$$q = \tau \delta.$$

Поток принимается действующим по касательной к средней линии контура в данной точке сечения, направление потока зависит от действия внешней нагрузки.

Если в сечении действует поперечная сила Q_y , то согласно балочной теории тонких подкрепленных оболочек, поток касательных напряжений q определяется формулой:

$$q = q_{Q_y} + \sum_j q_{0j}. \quad (16)$$

Поток q_{Q_y} , возникающий в открытом контуре от действия нагрузки Q_y :

$$q_{Q_y} = k \frac{Q_y S_{x0}^{\text{отс}}}{I_{x0}}. \quad (17)$$

Если контур замкнутый или многозамкнутый, то формула (17) применяется к условно открытому контуру, полученному из заданного, путем введения условных разрезов. Так как действительный поток в местах разреза не нулевой, вводятся неизвестные компенсирующие потоки q_{0j} . Количество потоков q_{0j} равно числу разрезов. В пределах одного j -го контура поток q_{0j} постоянен.

В рассматриваемом примере мы имеем дело с двузамкнутым контуром, поэтому введем два условных разреза: в точке 1 (отнеся F_3 к участку 1-2) и в точке 0 (рис. 2.3а). Для данного контура возможны три варианта задания двух компенсирующих потоков (рис. 2.3б, в, г). Выберем потоки q_{01} и q_{02} , заданные в 1-м и 2-м контурах, другие же схемы используем для проверки решения. Примем, что потоки направлены по часовой стрелке.

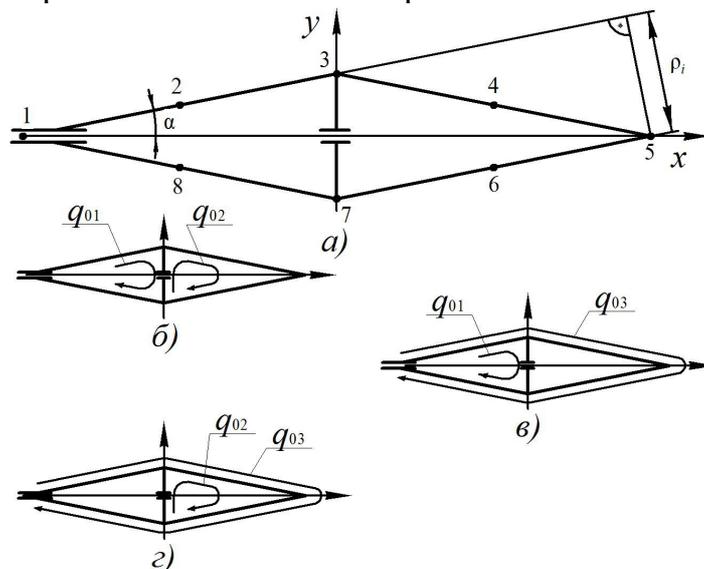


Рис. 2.3. Выбор компенсирующих потоков q_{0j}

2.2.1. Определение потока q_Q

Поток q_Q уравнивает поперечную силу Q_y и определяется формулой (17).

Величина $S_{x0}^{отс}$ представляет собой статический момент отсеченной части сечения. Для определения $S_{x0}^{отс}$ необходимо задаться началом отсчета отсеченной части сечения и направлением обхода контура. Значение функции $S_{x0}^{отс}$ в данной точке контура равно статическому моменту части контура от точки начала отсчета $S_{x0}^{отс}$ до данной точки относительно центральной оси Ox (т.е., проходящей через центр тяжести сечения). Необходимо отметить, что при определении $S_{x0}^{отс}$ учитываются только те элементы сечения, которые рассматривались ранее при определении нормальных напряжений.

В частности, вертикальные стенки, которые при определении σ_z не учитывались, не учитываются и при вычислении $S_{x0}^{отс}$. Если ранее расчет велся по сосредоточенным элементам с приведенными площадями, то и для вычисления $S_{x0}^{отс}$ принимается та же схема. Таким образом получаем, что на участке между двумя сосредоточенными элементами функция $S_{x0}^{отс}$ постоянна и получает приращение только при переходе за следующий сосредоточенный элемент. Приращение $\Delta S_{x0}^{отс}$ равно статическому моменту данного сосредоточенного элемента.

Таким образом:

$$S_{x0}^{отс} = \sum_i \Delta S_{x0i}^{отс} \cdot \Delta S_{x0i}^{отс} = \bar{y}_i F_i. \quad (18)$$

Вычисления удобно вести в табличной форме.

Примем за начало отсчета функции $S_{x0}^{отс}$ точку 1, направление обхода контура – по часовой стрелке. Результаты расчетов заносим в табл. 2.2. В столбец 1 записываются номера участков согласно принятому направлению обхода. В столбец 2 заносится номер сосредоточенного элемента на участке Δi , образованного ранее (пункт 2.1.3 и рис. 2.1 и 2.3). В столбец 3 записываются сосредоточенные площади, с которых начинается участок, а в столбец 4 – значения координаты \bar{y}_i , соответствующие этим площадям. Данные для F_i и \bar{y}_i берутся из столбцов 8 и 14 табл. 2.1. Далее вычисляются приращения статического момента на участках $\Delta S_{x0}^{отс}$ по формулам (18). Суммируя приращения $\Delta S_{x0}^{отс}$, обходя контур по часовой стрелке, получаем значение функции $S_{x0}^{отс}$ на участках.

Следует обратить внимание на правильность вычисления функции $S_{x0}^{отс}$ в тех местах контура, где соединяются три и более участков (у нас это точки 3 и 7). Переходя через точку 3, мы должны добавить к найденному значению $S_{x0(2-3)}^{отс}$ не только приращение $\Delta S_{x0(3-4)}^{отс}$, но и $\Delta S_{x0(0-3)}^{отс}$. Для этого предварительно вычисляем $S_{x0(0-3)}^{отс}$, считая нулевой точкой крайнюю (свободную точку)

участка, т.е. точку 0. Так как на участках 0-3 и 0-7 нет сосредоточенных площадей, то значения $\Delta S_{x_0(0-3)}^{\text{отс}} = \Delta S_{x_0(0-7)}^{\text{отс}} = 0$ и $S_{x_0(0-3)}^{\text{отс}} = S_{x_0(0-7)}^{\text{отс}} = 0$.

Обойдя весь контур, мы придем к вычислению значения $S_{x_0}^{\text{отс}}$ на последнем участке 8-1. Легко заметить, что значение функции $S_{x_0(8-1)}^{\text{отс}}$ представляет собой статический момент всего сечения относительно оси Ox , проходящей через центр тяжести сечения. Известно, что такой статический момент равен нулю. Полученное значение $S_{x_0}^{\text{отс}} = -0,01$ является погрешностью вычислений. Погрешность считается допустимой, если она составляет не более 1 % по отношению к максимальному по модулю слагаемому.

У нас:

$$\Delta = \frac{0,01}{675,596} \cdot 100\% = 0,0015\%.$$

В дальнейшем значение $S_{x_0}^{\text{отс}}$ на участке 8-1 следует принять равным нулю.

Таблица 2.2

Определение потока $q_{Q_y}^i$

Δi	i	F_i	\bar{y}_i	$\Delta S_{x_0 i}^{\text{отс}}$	$S_{x_0 i}^{\text{отс}}$	$q_{Q_y}^i$
1	2	3	4	5	6	7
1-2	1	10,5	-1,9169	-20,128	-20,128	$-70,569 \cdot 10^{-5} Q$
2-3	2	9,5	8,0496	76,470	56,342	$197,535 \cdot 10^{-5} Q$
0-3	0	0	—	0	0	0
3-4	3	37,5	18,0159	675,596	731,938	$2566,175 \cdot 10^{-5} Q$
4-5	4	9,5	7,9823	75,832	807,770	$2832,042 \cdot 10^{-5} Q$
5-6	5	9,5	-2,0513	-19,487	788,283	$2763,720 \cdot 10^{-5} Q$
6-7	6	9,5	-12,0177	-114,168	674,115	$2363,447 \cdot 10^{-5} Q$
0-7	0	0	—	0	0	0
7-8	7	25,5	-21,9841	-560,595	113,520	$398,001 \cdot 10^{-5} Q$
8-1	8	9,5	-11,9505	-113,530	-0,010	0

Поток q_{Q_y} находится по формуле (17). Учитывая, что $Q_y = Q$, $I_{x_0} = 28523,95 \text{ см}^4$, $k \approx 1$, имеем:

$$q_{Q_y} = 3,506 \cdot 10^{-5} Q S_{x_0}^{\text{отс}}.$$

Результаты вычислений заносим в табл. 2.2. Эпюра потока q_{Q_y} представлена на рис. 2.4.

Направление потока следует показать, учитывая, что поток – реактивный, т.е. равнодействующая, к которой он приводится, уравновешивает заданную

силу Q_y (следовательно, равнодействующая q_{Qy} равна Q_y и противоположна по направлению).

Очевидно в нашем случае поток должен быть направлен на участках с 2-3 по 7-8 по часовой стрелке.

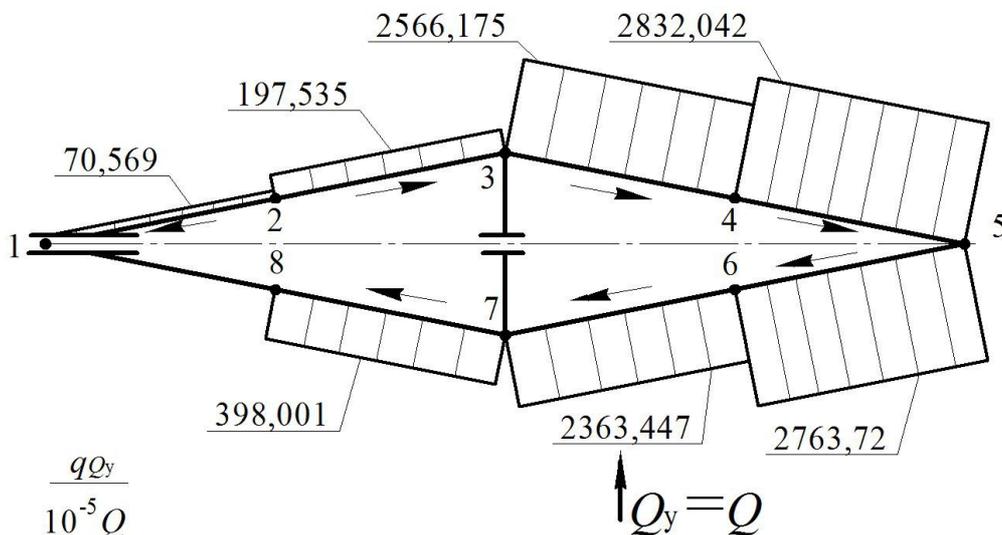


Рис. 2.4. Эпюра q_{Qy}

2.2.2. Определение потоков q_{0j}

Выше уже обсуждался смысл введения потоков q_{0j} , их количество, произвольность выбора направления.

В нашей задаче мы выбрали потоки q_{01} и q_{02} , действующие в контуре 1 (1-2-3-0-7-8-1) и 2 (3-4-5-6-7-0-3) и направленные по часовой стрелке.

Если внимательно изучить теорию, то станет понятно, что при выводе формулы для определения нормальных напряжений (12) использованы три уравнения равновесия ($\sum Z=0$, $\sum M_x=0$, $\sum M_y=0$). Определение потока q_{Qy} по формуле (17) эквивалентно использованию еще двух уравнений равновесия ($\sum X=0$, $\sum Y=0$). Таким образом для определения потоков q_{0j} у нас осталось только одно уравнение равновесия: $\sum M_z=0$ или уравнение кручения. Следовательно, задача определения потока касательных напряжений будет статически определимой только для однозамкнутого контура. Если число контуров в сечении два или более, необходимо составление условий совместности деформаций.

Составим уравнение кручения. Так как ось Oz проектируется на плоскость сечения в точку, будем составлять уравнение кручения относительно произвольной точки плоскости сечения, называемой полюсом.

Общий вид уравнения кручения будет:

$$\sum_{i=1}^m q_{Qy}^i a_i \rho_i + \sum_{j=1}^n q_{0j} \Omega_j + Q_y \rho + M_{кр} = 0, \quad (19)$$

где m – число участков;

n – число контуров;

a_i – длина i -го участка, где действует постоянный поток q_{Qy}^i ;

ρ_i – плечо силы $q_{Qy}^i a_i$ относительно выбранного полюса (длина перпендикуляра, опущенного из полюса на направление действия силы);

ρ – плечо силы Q_y относительно выбранного полюса;

Ω_j – удвоенная площадь j -го контура;

$M_{кр}$ – крутящий момент, приложенный к оболочке.

Первое слагаемое дает крутящий момент, к которому приводится поток q_{Qy} . Второе слагаемое дает крутящие моменты, к которым приводятся постоянные потоки q_{0j} . Третье и четвертое слагаемые дают крутящие моменты, обусловленные внешними силовыми факторами.

В нашем примере за полюс удобно принять точку 5, так как она лежит на геометрической оси симметрии. Использование точки 5 даст нам наименьшее число слагаемых в уравнении (19). Силы, соответствующие потокам $q_{Qy(3-4)}$, $q_{Qy(4-5)}$, $q_{Qy(5-6)}$, $q_{Qy(6-7)}$, кручение относительно точки 5 не создают, так как линии их действия проходят через эту точку. Для сил, действующих на участках 1-2, 2-3 и (в силу симметрии) 7-8 плечи ρ_i будут равны $\rho_i = b \sin \alpha$ (рис. 2.3а):

$$\rho_{(1-2)} = \rho_{(2-3)} = \rho_{(7-8)} = 200 \cdot 0,196 = 39,2 \text{ см.}$$

Допускается снятие значения ρ_i с чертежа, построенного в масштабе.

Длина участков:

$$a_{(1-2)} = a_{(2-3)} = a_{(7-8)} = \frac{b}{4 \cos \alpha} = \frac{200}{4 \cdot 0,9805} = 51 \text{ см.}$$

Удвоенная площадь контура:

$$\Omega_1 = \Omega_2 = 2 \frac{H \cdot b / 2}{2} = \frac{40 \cdot 200}{2} = 4000 \text{ см}^2.$$

Плечо силы Q_y относительно полюса в точке 5:

$$\rho = \frac{b}{4} = 50 \text{ см.}$$

Для составления уравнения примем правило знаков: крутящий момент, направленный по часовой стрелке, считается положительным.

Уравнение (19) для нашей задачи примет вид:

$$-q_{(1-2)} a_{(1-2)} \rho_{(1-2)} + q_{(2-3)} a_{(2-3)} \rho_{(2-3)} + q_{(7-8)} a_{(7-8)} \rho_{(7-8)} + q_{01} \Omega_1 + q_{02} \Omega_2 + Q \rho = 0 \quad (20)$$

или

$$-70,569 \cdot 10^{-5} Q \cdot 51 \cdot 39,2 + 197,535 \cdot 10^{-5} Q \cdot 51 \cdot 39,2 + 398,001 \cdot 10^{-5} Q \cdot 51 \cdot 39,2 + q_{01} \cdot 4000 + q_{02} \cdot 4000 + Q \cdot 50 = 0. \quad (21)$$

Чтобы избежать возможных ошибок, следует для составления уравнения (20) пользоваться направлением силовых факторов, показанных на схемах (рис. 2.3б, 2.4), и подставлять в уравнение абсолютные значения потоков и сил.

В пояснительной записке требуется представление подробно записанных уравнений типа (20) и (21).

Окончательно уравнение моментов:

$$q_{01} \cdot 4000 + q_{02} \cdot 4000 = -60,495 Q. \quad (22)$$

Рассмотрим условия совместимости деформаций. Воспользуемся теоремой о циркуляции касательных сил, которая позволяет связать поток касательных сил с погонным углом закручивания контура θ :

$$\oint_j \frac{q ds}{G \delta} = \theta_j \Omega_j, \quad (23)$$

где j – означает, что интеграл берется по j -му контуру;

s – криволинейная координата, отсчитываемая по контуру сечения оболочки от некоторой начальной точки;

G – модуль сдвига материала оболочки.

Если в пределах участка поток q , модуль сдвига материала оболочки G и ее толщина δ постоянны, уравнение (23) примет вид:

$$\left(\sum_{i=1}^m \frac{q_i a_i}{G_i \delta_i} \right)_j = \theta_j \Omega_j. \quad (24)$$

В уравнение (24) входит полный поток q (формула (16)).

Уравнений (24) можно записать столько, сколько контуров можно выделить для сечения (в нашем примере – три (рис. 2.3б, в, г)).

В чем же будет проявляться условие совместимости деформаций? Согласно балочной теории тонкостенных подкрепленных оболочек в процессе деформирования сечение не изменяет свой контур, т.е. перемещается как жесткий диск. Следовательно, погонные углы поворота контуров θ_j равны между собой и являются просто погонным углом закручивания всего сечения в целом θ .

Для расчета мы выделили контуры 1 и 2 (рис. 2.3б). Составим уравнения циркуляции (24) для этих контуров. Следует учитывать правило: при составлении уравнения циркуляции для контура j направление потока q_{0j} является положительным. Если другие составляющие потока q совпадают по направлению с q_{0j} , они принимаются положительными, если нет – отрицательными.

Уравнение циркуляции для контура 1:

$$\begin{aligned} & (-q_{(1-2)} + q_{01}) a_{(1-2)} \frac{1}{\delta_1} + (q_{(2-3)} + q_{01}) a_{(2-3)} \frac{1}{\delta_1} + (q_{01} - q_{02}) a_{(3-7)} \frac{1}{\delta_2} + \\ & + (q_{(7-8)} + q_{01}) a_{(7-8)} \frac{1}{\delta_1} + q_{01} a_{(8-1)} \frac{1}{\delta_1} = G \theta \Omega_1 \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} & (-70,569 \cdot 10^{-5} Q + q_{01}) \frac{51}{0,15} + (197,535 \cdot 10^{-5} Q + q_{01}) \frac{51}{0,15} + \\ & + (q_{01} - q_{02}) \frac{40}{0,2} + (398,001 \cdot 10^{-5} Q + q_{01}) \frac{51}{0,15} + q_{01} \frac{51}{0,15} = G \theta \cdot 4000. \end{aligned} \quad (25)$$

Уравнение циркуляции для контура 2:

$$(q_{(3-4)}+q_{02})a_{(3-4)}\frac{1}{\delta_1}+(q_{(1-5)}+q_{02})a_{(1-5)}\frac{1}{\delta_1}+(q_{(5-6)}+q_{02})a_{(5-6)}\frac{1}{\delta_1}+ \\ +(q_{(6-7)}+q_{02})a_{(6-7)}\frac{1}{\delta_1}+(q_{02}-q_{01})a_{(7-3)}\frac{1}{\delta_2}=G\theta\Omega_2$$

или

$$(2566,175 \cdot 10^{-5} Q + q_{02}) \frac{51}{0,15} + (2832,042 \cdot 10^{-5} Q + q_{02}) \frac{51}{0,15} + \\ +(2763,72 \cdot 10^{-5} Q + q_{02}) \frac{51}{0,15} + (2363,447 \cdot 10^{-5} Q + q_{02}) \frac{51}{0,15} + \\ +(q_{02} - q_{01}) \frac{40}{0,2} = G\theta \cdot 4000. \quad (26)$$

Окончательно уравнения (25) и (26) перепишем в виде:

$$1560 q_{01} - 200 q_{02} = G\theta \cdot 4000 - 1,78489 Q; \quad (27a)$$

$$-200 q_{01} + 1560 q_{02} = G\theta \cdot 4000 - 35,7863 Q. \quad (27б)$$

Таким образом, мы получили систему трех уравнений (27а, б) и (22) для отыскания трех неизвестных q_{01} , q_{02} , θ .

Решение этой системы уравнений целесообразно искать следующим образом. Из уравнения (27) найдем q_{01} и q_{02} , выраженные через θ :

$$q_{01} = 2,941 G\theta - 415,34 \cdot 10^{-5} Q; \quad (28a)$$

$$q_{02} = 2,941 G\theta - 2347,2 \cdot 10^{-5} Q. \quad (28б)$$

Подставив (28а и б) в уравнение (22), определим θ :

$$\theta = 212,54 \cdot 10^{-5} \frac{Q}{G}. \quad (29)$$

Подставляя (29) в (28а и б), получим:

$$q_{01} = 209,74 \cdot 10^{-5} Q;$$

$$q_{02} = -1722,1 \cdot 10^{-5} Q.$$

Так как поток q_{02} получился отрицательным, его истинное направление противоположно принятому на рис. 2.3б.

Строим эпюры потоков q_{01} и q_{02} (рис. 2.5 и 2.6). Желательно эпюры q_{01} и q_{02} построить на одном листе и в одном масштабе.

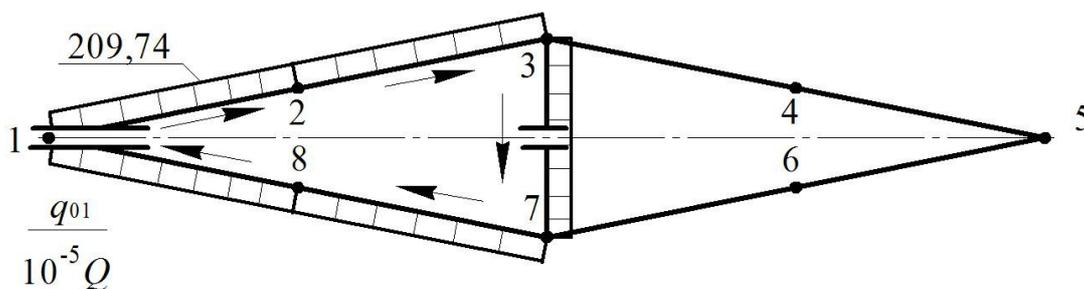


Рис 2.5. Эпюра q_{01}

$$q_{(8-1)} = 209,74 \cdot 10^{-5} Q;$$

$$q_{(3-7)} = (1722,1 + 209,74) \cdot 10^{-5} Q = 1931,84 \cdot 10^{-5} Q.$$

2.2.3. Проверка определения потока q

Необходимо выполнить проверку по условиям равновесия и условиям совместности деформаций.

Согласно балочной теории поток q приводится к силам, направленным по осям Ox и Oy и к крутящему моменту. Поэтому для проверки используем уравнения равновесия:

$$\sum M_z = 0; \quad \sum X = 0; \quad \sum Y = 0$$

или

$$\sum M_0 = \sum_{i=1}^m q_i a_i \bar{\rho}_i + Q_y \bar{\rho} + M_{кр} = 0; \quad (30)$$

$$\sum X = \sum_{i=1}^m q_i a_{ix} = 0; \quad (31)$$

$$\sum Y = \sum_{i=1}^m q_i a_{iy} + Q_y = 0, \quad (32)$$

где $\bar{\rho}_i$ – плечи сил $q_i a_i$ относительно полюса в точке 0;

$\bar{\rho}$ – плечо силы Q_y относительно полюса в точке 0;

a_{ix} – проекция длины участка i на ось Ox ;

a_{iy} – проекция длины участка i на ось Oy .

В нашей задаче $\bar{\rho}_i = \frac{b}{2} \sin \alpha = 19,6$ см, $\bar{\rho} = \frac{b}{4} = 50$ см, $a_{(3-7)x} = 0$, $a_{(3-7)y} = 40$ см,

для остальных участков: $a_{ix} = 50$ см, $a_{iy} = 10$ см.

При составлении уравнения кручения при проверке решения полюс следует перенести в такую точку сечения, относительно которой как можно больше проверяемых величин (потоков q и соответствующих им сил) дало составляющие крутящего момента. В нашем примере такой точкой может являться точка 0.

Применяя прежнее правило знаков для крутящего момента, запишем уравнение (30):

$$a_i \bar{\rho}_i (q_{(1-2)} + q_{(2-3)} + q_{(3-4)} + q_{(4-5)} + q_{(5-6)} + q_{(6-7)} + q_{(7-8)} + q_{(8-1)}) - Q \bar{\rho} = 0$$

или

$$51 \cdot 19,6 (139,171 + 407,275 + 844,075 + 1109,942 + 1041,62 + 641,347 + 607,741 + 209,74) \cdot 10^{-5} Q - 50 Q = 49,989 Q - 50 Q = -0,0109 Q.$$

Оценку точности ведем по сравнению с максимальным слагаемым:

$$\Delta = \frac{0,0109 Q}{50 Q} \cdot 100\% = 0,029\%.$$

При записи уравнений (31) и (32) знаки перед q_i зависят от направления проекции на соответствующую ось.

Уравнение (31):

$$a_{ix}(q_{(1-2)}+q_{(2-3)}+q_{(3-4)}+q_{(4-5)}-q_{(5-6)}-q_{(6-7)}-q_{(7-8)}-q_{(8-1)})=0$$

или

$$50(139,171+407,275+844,075+1109,942-1041,62-641,347-607,741-209,74)\cdot 10^{-5}Q=0,75\cdot 10^{-5}Q.$$

Оценка точности:

$$\Delta = \frac{0,75\cdot 10^{-5}Q}{50\cdot 1109,942\cdot 10^{-5}Q}\cdot 100\% = 0,00135\%.$$

Уравнение (32):

$$a_{iy}(q_{(1-2)}+q_{(2-3)}-q_{(3-4)}-q_{(4-5)}-q_{(5-6)}-q_{(6-7)}+q_{(7-8)}+q_{(8-1)})-a_{(3-7)y}q_{(3-7)}+Q=0$$

или

$$10(139,171+407,275-844,075-1109,942-1041,62-641,347+607,741+209,74)\cdot 10^{-5}Q-40\cdot 1931,84\cdot 10^{-5}Q+Q=-1,00004Q+Q=-0,00004Q.$$

Оценка точности:

$$\Delta = \frac{0,00004Q}{Q}\cdot 100\% = 0,004\%.$$

Точность расчетов по уравнениям равновесия отличная.

Проверка по условию совместности деформаций

Для проверки составим уравнение циркуляции (24) для третьего контура (рис. 2.3в, контур, охватываемый потоком q_{03}).

$$\frac{a_i}{G\delta_1}(q_{(1-2)}+q_{(2-3)}+q_{(3-4)}+q_{(4-5)}+q_{(5-6)}+q_{(6-7)}+q_{(7-8)}+q_{(8-1)})-\theta\Omega_3=0. \quad (33)$$

Площадь 3-го контура, т.е. площадь контура всего поперечного сечения оболочки: $\Omega_3 = 2\frac{bH}{2} = 200\cdot 40 = 8000\text{ см}^2$.

Уравнение (33):

$$\begin{aligned} \frac{51}{G\cdot 0,15}(139,171+407,275+844,075+1109,942+1041,62+641,347+ \\ +607,741+209,74)\cdot 10^{-5}Q-212,54\cdot 10^{-5}\frac{Q}{G}\cdot 8000= \\ =17,0031\frac{Q}{G}-17,0032\frac{Q}{G}=-0,0001\frac{Q}{G}. \end{aligned}$$

Уравнение удовлетворяется достаточно точно.

2.3. Определение положения центра изгиба по оси Ox

Центром изгиба сечения называется точка, обладающая следующим свойством: если внешняя сила проходит через центр изгиба, угол закручивания се-

чения оказывается равным нулю. Для определения центра изгиба необходимо предположить, что сила Q_y (так как мы ищем положение центра изгиба на оси Ox) проходит через центр изгиба. Так как величина силы Q_y при определении центра изгиба нам безразлична, примем $Q_y = Q$ (как и в задаче, которую мы только что решили).

Суммарный поток, как и ранее, определится:

$$q = q_{Q_y} + \sum_j \bar{q}_{0j}$$

Значения потоков q_{Q_y} на участках сохраняются прежние, так как сила Q_y не изменилась (табл. 2.2 и рис. 2.4).

Для определения потоков \bar{q}_{0j} воспользуемся уравнениями циркуляции. Потоки \bar{q}_{01} и \bar{q}_{02} выберем аналогично потокам q_{01} и q_{02} (рис. 2.3б).

Так как сечение не испытывает кручения, $\theta = 0$. Подставляя $\theta = 0$ в уравнение (25) и (26) и проведя в них формальную замену q_{01} на \bar{q}_{01} и q_{02} на \bar{q}_{02} , получим систему уравнений:

$$1560\bar{q}_{01} - 200\bar{q}_{02} = -1,78489Q; \quad (34a)$$

$$-200\bar{q}_{01} + 1560\bar{q}_{02} = -35,7863Q. \quad (34б)$$

Сравните уравнения (34a) и (34б) с уравнениями (27a) и (27б) соответственно.

Из уравнений (34a) и (34б) следует (можно получить из уравнений (28a) и (28б) соответственно при $\theta = 0$):

$$\bar{q}_{01} = -415,34 \cdot 10^{-5}Q; \quad (35a)$$

$$\bar{q}_{02} = -2347,2 \cdot 10^{-5}Q. \quad (35б)$$

Запишем уравнение моментов (19). Выберем за полюс ту же точку 5. Предположим, что центр изгиба расположен слева от полюса. Расстояние от полюса до центра изгиба обозначим $b_{x_{ц.и.}}$. Формально воспользуемся ранее составленным уравнением, заменив q_{01} , q_{02} на \bar{q}_{01} , \bar{q}_{02} и ρ на $b_{x_{ц.и.}}$. Мы заранее предположили, где находится центр изгиба, поэтому необходимо правильно поставить знак у слагаемого $Qb_{x_{ц.и.}}$. Итак, уравнение (19) примет вид:

$$\sum_{i=1}^m q_{Q_y}^i a_i \rho_i + \sum_{j=1}^n \bar{q}_{0j} \Omega_j + Q_y b_{x_{ц.и.}} + M_{кр} = 0.$$

Тогда уравнение (20) будет выглядеть следующим образом:

$$-q_{(1-2)} a_{(1-2)} \rho_{(1-2)} + q_{(2-3)} a_{(2-3)} \rho_{(2-3)} + q_{(7-8)} a_{(7-8)} \rho_{(7-8)} + \bar{q}_{01} \Omega_1 + \bar{q}_{02} \Omega_2 + Q b_{x_{ц.и.}} = 0$$

или

$$10,495Q + \bar{q}_{01} \cdot 4000 + \bar{q}_{02} \cdot 4000 + Q b_{x_{ц.и.}} = 0.$$

Подставляя полученные выше значения \bar{q}_{01} и \bar{q}_{02} , найдем $b_{x_{ц.и.}}$:

$$b_{x_{ц.и.}} = -10,495 + 4000 \cdot 415,34 \cdot 10^{-5} + 4000 \cdot 2347,2 \cdot 10^{-5}$$

или

$$b_{x_{ц.и.}} = 100,0066 \text{ см.}$$

Положение центра изгиба показано на рис. 2.8.

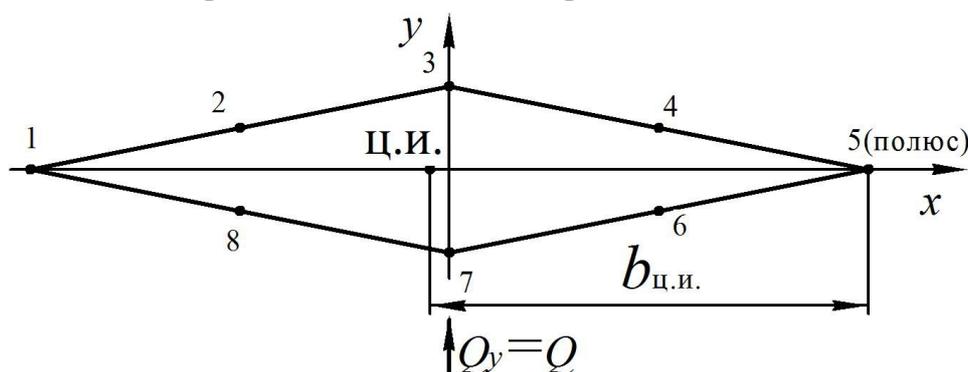


Рис. 2.8. Положение центра изгиба

Если бы мы получили значение $b_{x_{ц.и.}}$ отрицательное, это означало бы, что мы не угадали положение центра изгиба относительно полюса, т.е. он находился бы с другой стороны от полюса, нежели мы предполагали.

3. Вопросы для самопроверки

1. Сформулируйте допущения, которые следует использовать для решения задачи определения нормальных напряжений изгиба тонкостенной балки.

2. Поясните смысл употребления редуцированных коэффициентов в задаче изгиба составной балки из разных материалов.

3. Как определить геометрические характеристики сечения тонкостенного замкнутого профиля?

4. Что такое центр изгиба сечения?

5. Что такое поток касательных сил?

6. Какие условия совместности деформации учитываются при расчете многозамкнутого сечения?

7. В каком случае и с какой целью проводят замену элементов сечения стержня редуцированным сечением?

8. Что такое редуцированная площадь элемента?

9. Является ли задача определения нормальных напряжений при изгибе по балочной теории статически неопределимой?

10. Удовлетворению каких уравнений эквивалентно применение формулы (12) для расчета нормальных напряжений?

11. Когда поток касательных сил можно определить по формуле Бредта?

12. Какой профиль называется открытым? Замкнутым? Многозамкнутым?

13. Чему равна степень статической неопределимости многозамкнутого профиля при расчете касательных напряжений?

14. Зависит ли положение центра изгиба от свойств материала?

15. Какие уравнения составляются дополнительно к уравнениям статики, чтобы определить касательные усилия в многозамкнутом профиле?
16. Для чего вводятся условные разрезы при расчете потока касательных сил в многозамкнутом профиле?
17. Изменится ли величина потока касательных сил при расчете замкнутого профиля, если условный разрез перенести в другую точку сечения?
18. Каков физический смысл потока q_0 ?