УДК 624.014

РАБОТА ТОНКОСТЕННЫХ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ СТЕРЖНЕЙ

канд. техн. наук, доц. В.Н. КИСЕЛЕВ,
канд. техн. наук, доц. Ю.В. ПОПКОВ, В.А. ФЕТИСОВ
(Полоцкий государственный университет)

Приводится анализ существующих методов расчета тонкостенных стержней металлических конструкций. Анализ указывает на то, что расчет, основанный на удовлетворении условий прочности по усилиям или даже по напряжениям, но полученным через усилия методами сопротивления материалов, далеко не всегда обеспечивает необходимую надежность. Поэтому с точки зрения повышения надежности тонкостенных металлических конструкций и поиска еще имеющихся в них резервов прочности для практики представляется важным построение метода их расчета. Теория базируется на решении краевых задач теории упругости для длинной полосы, являющейся первичным элементом призматического тонкостенного стержня. Задача нахождения напряжений в тонкостенном стержне сводится к задаче вычисления плоского напряженного состояния каждой из составляющих его полос с учетом усилий взаимодействия, определяемых условиями неразрывности деформаций в местах разрезов. Если эти усилия известны, то задача сводится к построению функций влияния для напряжений в полосе, т.е. к решению для нее двух основных задач – при единичной нормальной и при единичной касательной сосредоточенным силам, приложенным к кромке.

Введение. Современные практические способы расчета тонкостенных металлических конструкций, широко применяющихся в строительстве, а также в различных областях машиностроения до космической техники включительно, основываются главным образом на методах теории сопротивления материалов, поскольку при расчете на заданные внешние воздействия (нагрузки) в строгое соответствие приводятся лишь интегральные характеристики внутренних силовых факторов, т.е. усилия: изгибающие и крутящий моменты, поперечные и нормальная силы. Техническая теория тонкостенных стержней В.З. Власова [1], расширяя лишь представление о силовых факторах введением понятий бимомента и изгибно-крутящего момента, имеет в принципе ту же степень точности, что и теория сопротивления материалов, так как и в ней строгое соответствие напряжений системе внешней нагрузки обеспечивается только в интегральной форме. Но осуществить формальное соответствие напряжений их интегральным характеристикам можно бесчисленным множеством способов. Теория сопротивления материалов и теория В.З. Власова выбирают для этого наиболее простой путь, задавая распределение нормальных напряжений по поперечным сечениям стержня в виде линейных или кусочно-линейных функций и определяя затем касательные напряжения из условия равновесия. Выражение «задавая» употреблено здесь в том смысле, что принятие гипотезы плоских сечений в пределах всего поперечного сечения (теория бруса) или его части (теория В.З. Власова) совместно с использованием закона Р. Гука и есть задание схемы распределения нормальных напряжений по этому сечению. Однако принципиально эти системы напряжений не имеют места в действительности, так как они, как правило, не обеспечивают условий неразрывности деформаций стержня и равновесия его поверхностных элементов, т.е. граничных условий. Учет двух последних требований позволяет найти при заданных расчетной схеме и системе нагрузки то единственное распределение напряжений в стержне, которое имеет место в действительности. Это выполняется методами теории упругости и приводит часто к результатам, которые значительно отличаются от полученных методами теории сопротивления материалов.

Прямое же использование методов теории упругости применительно к тонкостенным стержням практически невозможно из-за чрезвычайных математических трудностей такого порядка, что даже при современном развитии вычислительной техники вряд ли возможно рекомендовать эти методы для повседневной инженерной практики.

Анализ довольно обширной литературы, посвященной авариям, преждевременным выходам из строя строительных металлических конструкций, а также конструкций стационарных и подвижных механизмов и машин указывает на то, что расчет, основанный на удовлетворении условий прочности (в широком смысле слова) по усилиям или даже по напряжениям, но полученным через усилия методами сопротивления материалов, далеко не всегда обеспечивает необходимую надежность. Типичные примеры этому – разрушение подкрановых балок, приводящее при тяжелом режиме работы кранов к выходу их из строя через 3 – 5 лет эксплуатации; повреждения различных конструкций в виде значительных местных деформаций в областях, испытывающих локальные воздействия нагрузок. Аналогичные явления наблюдаются в узлах ряда судов, в рамах транспортных механизмов и в других металлических конструкциях.

Можно привести также много примеров, когда тонкостенные конструкции, рассчитанные методами сопротивления материалов, включая и теорию В.З. Власова, оказываются теоретически недостаточно прочными по напряжениям, но практически вполне удовлетворительно выполняют свои несущие функции.

Полагаем, что существование этих двух прямо противоположных явлений зависит именно от напряжений, которые в действительности в первом из отмеченных выше случаев превышают рассчитанные, по крайней мере, в некоторых определенных областях, а во втором случае, наоборот, не достигают этих значений. Поэтому с точки зрения повышения надежности тонкостенных металлических конструкций и поиска еще имеющихся в них резервов прочности для практики представляется важным построение метода их расчета. Прежде всего необходим метод определения напряженного состояния, который, максимально сохраняя основное достоинство теории сопротивления материалов – ее простоту, давал бы в то же время точность порядка методов теории упругости в современной инженерной практике, и, во-вторых, создавал основу для уточненных исследований и получения на этой базе данных.

Разумеется, сохранить простоту теории сопротивления материалов в теории, которая по результату должна соответствовать строгости теории упругости, невозможно. Однако в формальном ее применении, что и представляется важным с практической точки зрения, к этому можно приблизиться, если соответствующая теория будет допускать широкое табулирование и аппроксимацию полученных решений.

Именно эти задачи и поставлены в предлагаемой работе, где строится общая теория напряженного состояния тонкостенных призматических стержней, в которой действительные (в пределах принятых предпосылок) напряжения считаются состоящими из двух полей – поля элементарных напряжений, определяемых по В.З. Власову, и поля местных напряжений, определяемых поверхностными условиями, т.е. характером и способом осуществления внешних воздействий. Суммарное поле напряжений обеспечивает также и связность деформаций стержня. Такой подход удобен потому, что вместо типичных для теории упругости общих для единого поля напряжений, и поэтому часто весьма сложных по форме выражений с большим числом геометрических параметров, которые ввиду этого имеют ограниченную общность (по типу поперечных сечений), с его помощью удается получить результаты, легко распространяемые на любую форму поперечного сечения тонкостенного призматического стержня. Это обеспечивается тем, что «основное» напряженное состояние стержня определяется элементарно (элементарные напряжения), а затем на него накладывается некоторое дополнительное поле местных напряжений, методика нахождения которых едина для любой формы поперечного сечения и поэтому допускает широкое табулирование и использование некоторых приближенных приемов.

Теория базируется на решении краевых задач теории упругости для длинной полосы, являющейся первичным элементом призматического тонкостенного стержня, так как последний соответствующими разрезами всегда может быть расчленен на ряд составляющих его плоских полос. Знание же напряженного состояния полосы от нагрузок на ее кромках и при необходимости от заданных смещений последних позволяет объединить полосы в стержень наложением на них в местах разрезов некоторых усилий взаимодействия, которые обеспечивают здесь условия связности.

Оценка работы тонкостенных стержней. Техническая теория тонкостенных стержней В.З. Власова [1] описывает напряженное состояние последних двумя компонентами напряжения:

$$\tau_{xs} = \frac{Q_y S_z^{отс}}{J_z \delta} + \frac{Q_z S_y^{отс}}{J_y \delta} + \frac{M_\omega S_\omega^{отс}}{J_\omega \delta}; \quad \sigma_x = \frac{N}{A_v} + \frac{M_z}{J_z} y + \frac{M_y}{J_y} z + \frac{B_\omega}{J_\omega} \omega, \tag{1}$$

где σ_x, τ_{xs} – нормальное и касательное напряжения; J_z, J_y, J_ω – центральные и секториальный моменты инерции поперечного сечения; $S_i^{отс}$ – статический момент отсеченной части поперечного сечения (индекс внизу указывает ось); t – толщина плоского элемента профиля; ω – секториальная координата (площадь).

Для силовых факторов здесь приняты обычные обозначения.

Выражения (1), представляющие собой напряжения, осредненные по толщинам составляющих стержень полос, не описывают полностью напряженного состояния последних, так как, во-первых, они не учитывают второго нормального (сминающего) напряжения σ_s и, во-вторых, приводят значения напряжения σ_x и τ_{xs} в соответствие только лишь с интегральными силовыми факторами (моментами, силами) в поперечных сечениях вне зависимости от того, какими именно воздействиями вызваны эти усилия.

Очевидно, однако, что характер нагрузки, т.е. ее схема, место приложения, способ осуществления и т.д., может существенно изменить распределение напряжений в стержне, по крайней мере, в области, близкой к месту приложения нагрузки или месту ее характерной особенности.

Формально для описания действительного напряженного состояния тонкостенного стержня можно предложить такую систему напряжений:

$$\sigma_x = \frac{N}{A_v} + \frac{M_z}{J_z} y + \frac{M_y}{J_y} z + \frac{B_\omega}{J_\omega} \omega + \sigma_x^I;$$

$$\sigma_s = \sigma_s^I; \qquad (2)$$

$$\tau_{xs} = \frac{Q_y S_z^{отс}}{J_z t} + \frac{Q_z S_y^{отс}}{J_y t} + \frac{M_\omega S_\omega^{отс}}{J_\omega t} + \tau_{xs}^I,$$

в которой составляющие σ_x^I, σ_s^I, τ_{xs}^I, отличающие действительное напряженное состояние от определяемого выражениями (1) (будем говорить элементарного), могут быть названы местными напряжениями. Они являются функциями характера нагрузки и по самому своему смыслу два из них (σ_x^I, τ_{xs}^I) самоуравновешенные в каждом поперечном сечении.

Обычно под термином «местные напряжения» понимают те напряжения, которые возникают в конструкции в результате местного изменения ее формы: наличия отверстий выточек, изменения размеров поперечного сечения и т.п. Местные же напряжения в (2) возникают вследствие изменения характера (или формы) нагрузки. Поэтому можно говорить о разной природе этих двух явлений. Однако, с нашей точки зрения, между ними существует вполне определенная аналогия, более того, они могут быть вполне отождествлены. В самом деле, *во-первых*, если отвлечься от влияния технологических и некоторых других факторов, то напряженное состояние любого объекта возникает лишь в результате осуществления какого-либо внешнего воздействия – нагрузки. Следовательно, для того чтобы вообще можно было говорить о напряжениях, необходимо предположить наличие системы конструкция – нагрузка. Но тогда всякое возмущение, произошедшее в этой системе (изменение формы конструкции или нагрузки), должно вызвать и изменение напряженного состояния. Таким образом, природа отличий в напряженном состоянии одна – изменение системы конструкция – нагрузка. *Во-вторых*, в исследовании концентрации напряжений у мест изменения формы конструкции всегда рассматривается некоторая эталонная конструкция (например, стержень без отверстия), с напряженным состоянием которой сравнивается напряженное состояние конструкции с «возмущенной» формой (стержень с отверстием). Тогда компоненты разности в напряженных состояниях этих двух конструкций и определяют как местные напряжения. Вопрос о нагрузках, по-видимому, допускает такую же трактовку, но здесь более существенно то, что сам выбор эталона условен и нет никаких формальных препятствий к тому, чтобы в нашем примере выбрать в качестве эталонного именно стержень с отверстием. *В-третьих*, и это самое главное, во всякой данной конструкции при данной нагрузке возникает одно единственно возможное напряженное состояние. Его мы никогда не можем знать точно, так как любая теория не свободна от допущений, а эксперимент, как бы тщательно он не был поставлен, всегда в известной степени приближен, хотя бы уже потому, что всегда ограничен, а параметры конструкции, ее материала, измерительных приборов и т.п. имеют статистическую природу. В этом смысле теоретические построения при достоверности исходных предпосылок, равной исходным условиям эксперимента (если бы их, конечно, можно было сравнить), более точны, чем отдельно взятый эксперимент или даже группа экспериментов. Таким образом, всякая теория содержит в себе некоторое приближение и с этой точки зрения сравнение, например напряженного состояния, найденного для стержня с отверстием, с напряженным состоянием стержня без отверстия выглядит всего лишь как уточнение, полученное при более строгом подходе, которое всегда допускает возможность дальнейшего уточнения. Но тогда само понятие «местное напряжение» не содержит в себе ничего объективного; оно представляет собой лишь меру точности наших новых знаний относительно знаний предшествующих. В данном случае это в равной мере относится к местным напряжениям, вызванным изменением формы конструкции, и к местным напряжениям, вызванным особенностями нагрузки.

Следовательно, чтобы говорить о местных напряжениях, необходимо ввести некоторую элементарную теорию; тогда с изложенных позиций компоненты разности между уточненной теорией и элементарной и будут являться местными напряжениями. Принимая в качестве элементарной теорию В.З. Власова, мы и определяем поэтому последние члены в правых частях (2) как местные напряжения. Естественно, что и эти местные напряжения можно найти лишь с некоторой степенью точности, зависящей от принятых предпосылок. Полученное решение в свою очередь будет «элементарным» при следующем уточнении и т.д.

Нетрудно также заметить, что дополнительные по сравнению с (1) члены в (2) представляют собой те добавки, которые обусловливаются исключением принципа Сен-Венана о локальном эффекте нагрузки, статически эквивалентной нулю. Поэтому можно сказать, что система (1), как и в обычной теории сопротивления материалов, построена именно на этом принципе.

Принципиальные возможности подхода к рассмотрению работы тонкостенного стержня. При загружении тонкостенного призматического стержня принципиально можно расчленить такой стержень на ряд составляющих его плоских полос, а затем рассмотреть работу каждой полосы самостоятельно, нагрузив ее внешней нагрузкой, приложенной к ней, и усилиями взаимодействия, возникающими в местах разреза. Впервые идея такого расчленения тонкостенного стержня была высказана П.Ф. Паковичем [2], который дополнил ее гипотезой о полном игнорировании жесткостей полос на изгиб их из своих плоскостей. Реализация этой гипотезы состоит в том, что поперечные нагрузки (продольные нагрузки не рассматривались) передаются непосредственно на те полосы стержня, параллельно которым они действуют, без учета какого-либо перераспределяющего действия других, нормальных к нагрузкам полос. Рассмотрим вначале принцип такого подхода в самой элементарной постановке.

На рисунке 1, *а* показан симметричный двутавровый стержень, который после расчленения его на полосы (стенку и пояса) будет иметь загрузку последних по рисунку 1, *б*. Стержень находится в условиях прямого поперечного изгиба и поэтому, подходя к его рассмотрению с позиций теории сопротивления материалов, учитывая направления координатных осей и соответствующие им знаки усилий M_z и Q_y, будем иметь для касательных усилий взаимодействия полос стержня (по Д.И. Журавскому):

$$g(x) = \frac{Q_y \cdot S_z^n}{J_z}, \tag{3}$$

где S_z^n – статический момент пояса относительно оси Oz; J_z – момент инерции поперечного сечения.

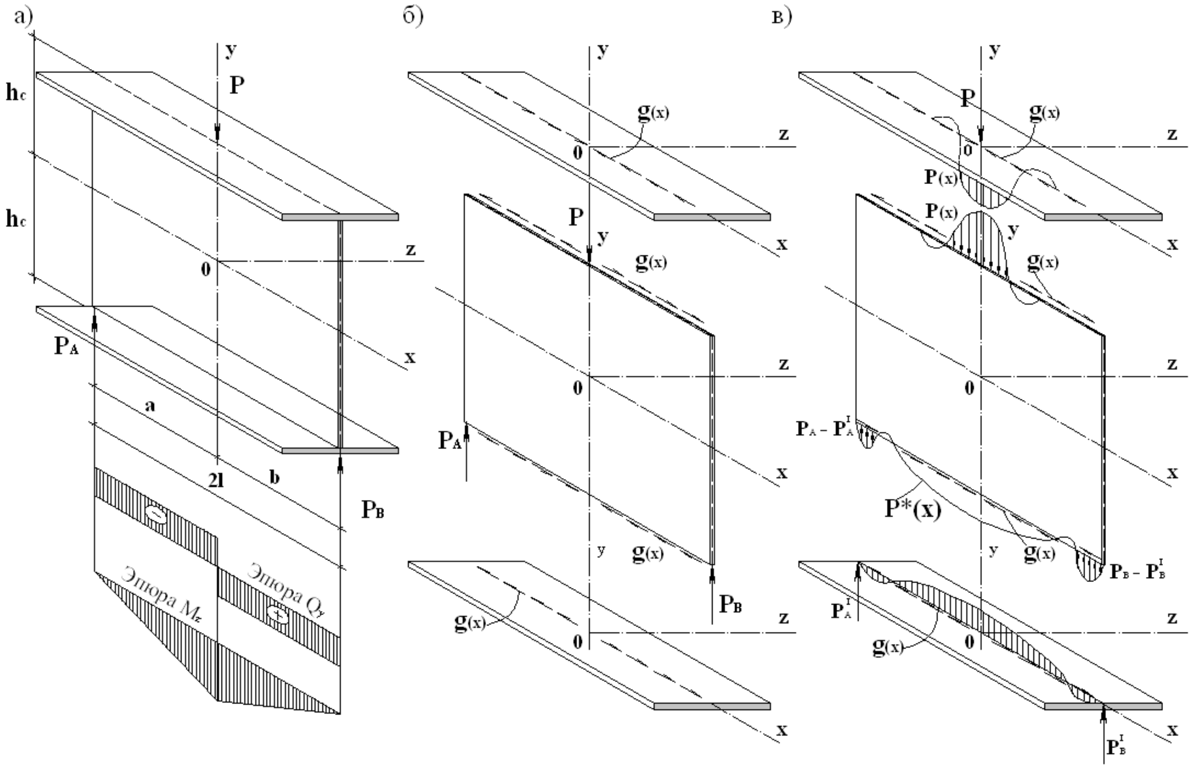

Рис. 1. Членение тонкостенного стержня на полосы

В стенке стержня при рассмотрении его как целого нормальные напряжения определяют следующим образом:

$$\sigma_x = \frac{M_z}{J_z} y.$$

Рассматривая же отделенную от поясов стенку, нормальные напряжения в ней будут иметь вид:

$$\sigma_x = \frac{M_z}{J_z^c} y - \frac{2h_c \cdot y}{J_z^c} \int_{-a}^{x} g(x)dx = \frac{M_z}{J_z^c} y \cdot (1 - \frac{2h_c \cdot S_z^n}{J_z^c}),$$

что с учетом

$$J_z^П = S_z^П \cdot h_c, \quad J_z = J_z^c + 2J_z^П,$$

где J_z^c и $2J_z^П$ – соответственно моменты инерции стенки и пояса относительно оси O_z, в точности совпадает с предыдущим выражением.

В поясах будем иметь: как в целом стержне

$$\sigma_x = \frac{M_z}{J_z} h_c$$

и как в отдельной полосе

$$\sigma_x = \frac{1}{A_f} \int_{-a}^{x} g(x)dx = M_z \frac{S_z^П}{A_f \cdot J_z} = \frac{M_z}{J_z} h_c.$$

Здесь A_f – площадь сечения пояса.

Касательные напряжения в любой полосе профиля получаются из дифференциального условия равновесия

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xs}}{\partial s} = 0 \tag{4}$$

и могут быть представлены следующим образом:

$$\tau_{xs} = \frac{Q_s \cdot S^{отс}}{J \cdot \delta} - \int_{s_j}^{s} \frac{\partial \sigma_{xi}}{\partial x} ds - \int_{s_i}^{s} \frac{\partial \sigma_{xj}}{\partial x} ds, \tag{5}$$

где ось s лежит в срединной плоскости полосы, а σ_{xi} есть нормальное напряжение в последней от касательных усилий $q_i(x)$, приложенных на кромке с координатой s_i.

Такая форма позволяет обратить в нуль произвольную функцию $C(x)$, получающуюся при интегрировании уравнения (4).

На рисунке 2 показаны эпюры касательных напряжений (5) при загружении кромок полосы, уравновешенной системой сдвигающих усилий $q\ (x)$.

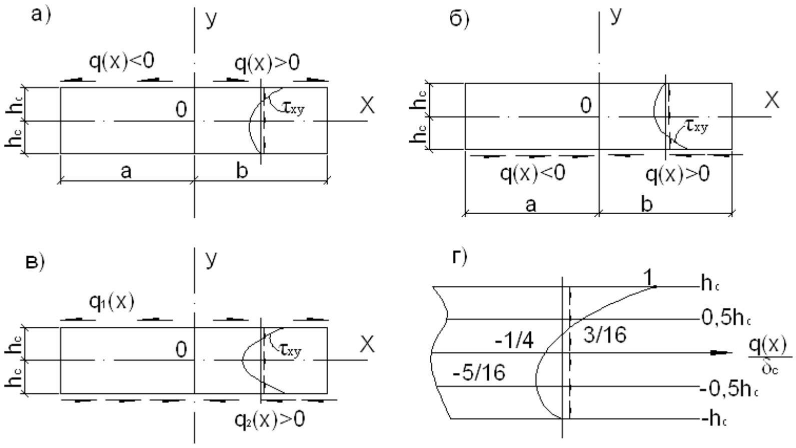

Рис. 2. Эпюра касательных напряжений полосы тонкостенного стержня

Здесь, например, для загрузки по схеме (в):

$$\sigma_x = -\frac{1}{F_c} \int_{-a}^{x} [g_1(x) - g_2(x)]dx - \frac{h_c}{J_c} y \int_{-a}^{x} [g_1(x) - g_2(x)]dx;$$

$$\tau_{xs} = \left(\frac{h_c}{J_c} y + \frac{1}{F_c} \right) \int_{-h_c}^{h_c} g_1(x)dy + \left(\frac{h_c}{J_c} y - \frac{1}{F_c} \right) \int_{h_c}^{-h_c} g_2(x)dy,$$

где F_c и J_c – площадь и момент инерции (в своей плоскости) полосы.

Из этого примера следует, что если распределение касательных усилий *q(x)* взаимодействия полос стержня следует формуле Д.И. Журавского, то определение в нем напряжений, соответствующих теории сопротивления материалов, можно адекватно производить как рассмотрением целого стержня, так и расчленением его на отдельные полосы.

Разумеется, что при строгом подходе следует ожидать отличия в распределении усилий *q(x)* взаимодействия по кромкам полос от определяемого формулой Д.И. Журавского. Но мы пока отложим оценку этого эффекта, обратив лишь внимание на то, что если сосредоточенная сила *P*, приложенная к поясу стержня, согласно допущению П.Ф. Папковича, передается на кромку стенки именно в виде сосредоточенной силы, то распределение касательных усилий *q(x)* по вышеприведенному закону не входит с этим в противоречие.

Строгий подход к этому вопросу показывает, что здесь два одинаковых по своей природе, но разных по качеству (и количественным показателям) явления. Во-первых, жесткость полос стержня на изгиб из своих плоскостей вызывает в местах их сопряжения сминающие напряжения σ_s , лежащие в срединных плоскостях полос, параллельных плоскости изгиба, и нормальные к срединным плоскостям полос, перпендикулярных к плоскости изгиба стержня. Эти напряжения создают нормальные усилия *p*(x)* взаимодействия полос (см. рис. 1). Во-вторых, в местах приложения внешних нагрузок жесткость полос, к которым непосредственно приложены эти нагрузки, вызывает перераспределение последних при передаче их на подстилающие полосы, для которых соответствующие давления являются нормальными к кромкам усилиями *p(x)*.

Действительно, природа этих двух факторов одна – оба они возникают вследствие жесткости полос стержня на изгиб их из своих плоскостей. Однако для сколько-нибудь существенного значения усилий *p*(x)* первого рода должны реализоваться значительные перемещения соответствующих полос из их плоскостей. В данном случае должна получить большие прогибы из своей плоскости полоса пояса двутавра. Это, как правило, невозможно, так как перемещения в плоскости изгиба стержня обычно невелики, они определяются жесткостью на изгиб полос, параллельных плоскости изгиба, и жесткостью на растяжение-сжатие полос, нормальных к ней. Последнее и порождает разобранные выше касательные усилия взаимодействия полос, но не вызывает нормальных к кромкам усилий взаимодействия. Напротив, усилия *p(x)* второго рода могут возникнуть при весьма малых перемещениях полос из своих плоскостей, и поэтому они будут значительно влиять на напряженное состояние некоторых элементов стержня, именно полос, параллельных плоскости изгиба (в рассматриваемом случае – на напряженное состояние стенки двутавра).

Папкович П.Ф. в своей концепции предлагал игнорировать жесткость полос на изгиб их из своих плоскостей вообще, т.е. в обоих рассмотренных смыслах. Но такого разделения им не было сделано и никак не оговорено. Это и позволило передавать нагрузки без изменения их качества на кромки тех полос, которые параллельны плоскости изгиба, что является мало оправданным допущением и не соответствует ни последующей строгости построенного П.Ф. Папковичем на этой основе решения, ни, тем более, намеченному подходу к рассмотрению работы тонкостенных стержней. Для получения достаточно строгого решения допустимо игнорировать жесткость полос стержня на изгиб их из своих плоскостей лишь в смысле не учета нормальных усилий взаимодействия *p*(x)* первого рода; усилия же *p (x)* второго рода необходимо учесть.

Заключение. Задача нахождения напряжений в тонкостенном стержне сводится к задаче вычисления плоского напряженного состояния каждой из составляющих его полос с учетом усилий взаимодействия *p(x)* и *q(x)*, определяемых, строго говоря, условиями неразрывности деформаций в местах разрезов. Если эти усилия известны, то задача сводится к построению функций влияния для напряжений в полосе, т.е. к решению для нее двух основных задач – при единичной нормальной и при единичной касательной сосредоточенным силам, приложенным к кромке. В практических же целях полезно подготовить решения для некоторых граничных условий, заданных не только в напряжениях, но и в смещениях. Необходимо сделать несколько замечаний. Во-первых, методика решения краевых задач для полосы в бесконечных тригонометрических рядах, предложенная П.Ф. Папковичем [2], создает большие трудности при рассмотрении сосредоточенных или близких к ним локальных нагрузок из-за медленной сходимости этих рядов. Он ограничился лишь случаем равномерной по длине стержня нагрузки. В то же время построение функции влияния для напряжений, которые дают сразу возможность записать выражения последних при любых нагрузках, предполагает рассмотрение именно сосредоточенных нормальных и касательных нагрузок на кромках полосы. Это требует построения менее трудоемкого метода решения задач о полосе. Во-вторых, касательные усилия *q(x)* взаимодействия полос стержня в местах разреза при элементарной постановке определяются просто только при отсутствии кручения стержня. В этом случае они выражаются известной формулой Д.И. Журавского. При учете же местных напряжений, как уже говорилось, их действительное распределение по кромкам полос должно отличаться от определяемого этой формулой, особенно в местах, близких к месту приложения внешней нагрузки. Здесь же следует указать на то, что при наличии кручения, подходя пока к вопросу с элементарных позиций, мы не имеем возможности сразу оценить взаимодействие плоских элементов стержня. Теория В.З. Власова определяет касательные усилия в местах сопряжения полос так:

$$g_i(x) = \frac{M_\omega}{J_\omega} S_{\omega i}, \tag{6}$$

где $S_{\omega i}$ – секториальный статический момент для точки i, которая принадлежит кромке в месте разреза.

С одной стороны, если рассматривать отделенную от стержня полосу только под действием усилий (6), результат будет неверен в сравнении с теорией В.З. Власова. Это происходит потому, что работа полос тонкостенного стержня при кручении определяется не только усилиями (6); с другой стороны, теория В.З. Власова не предлагает каких-либо других усилий взаимодействия полос стержня, кроме усилий (6). В-третьих, выше было указано, что усилия взаимодействия плоских элементов стержня должны определяться составлением и решением уравнений неразрывности деформаций кромок полос стержня в местах их отделения одна от другой. Это приводит, как правило, к необходимости решать системы интегральных уравнений, что при практических расчетах значительно увеличит трудности, а в некоторых случаях и вообще поставит под сомнение возможность их выполнения. На этой основе нельзя построить достаточно простой рабочий метод расчета. Существенное упрощение может быть получено с помощью построения функций, описывающих распределяющее действие отдельных полос стержня, которые непосредственно воспринимают внешнюю нагрузку, на усилия взаимодействия, развивающиеся между этими и смежными с ними полосами. Одна из таких задач – о распределяющем действии пояса двутавра, к которому приложена сосредоточенная поперечная нагрузка, на нормальное давление этого пояса на стенку – была решена Б.М. Броуде [3].

ЛИТЕРАТУРА

1. Власов, В.З. Тонкостенные упругие стержни / В.З. Власов. – М.: Стройиздат, 1940. – 278 с.
2. Папкович, П.Ф. Теория упругости / П.Ф. Папкович. – М.-Л., 1939. – 376 с.
3. Броуде, Б.М. Распределение сосредоточенного давления в стальных балках / Б.М. Броуде. – М.-Л., 1950. – 583 с.
4. Горев, В.В. Металлические конструкции: в 3 т. / В.В. Горев. – М.: Высш. шк., 1999. – Т. 2. – 528 с.
5. Металлические конструкции: справ. проектировщика: в 3 т. / под ред. В.В. Кузнецова. – М.: Изд-во АСВ, 1998. – Т. 2. – 576 с.
6. Нормы проектирования. Стальные конструкции: СНиП II-23-81*. – М.: Госстрой СССР, 1982. – 96 с.
7. Еврокод 3. Проектирование стальных конструкций. Часть 1-1. Общие правила и правила для зданий: ТКП EN 1993-1-1: 2010. – Минск: Минскстройархитектура Респ. Беларусь, 2010. – 93 с.

Поступила 09.10.2010

WORK OF THIN-WALLED METAL RODS

V. KISELEV, Y. POPKOV, V. FETISOV

The analysis of existing methods of calculation of thin-walled rods of metal structures is made. Analysis indicates that the calculation is based on meeting the conditions of the strength of the efforts, or even the strain, but obtained through efforts of the methods of strength of materials do not always provide the necessary reliability. Therefore, in terms of improving the reliability of thin-walled metal structures and search that are still in their reserves of strength to practice it is important to construct a method for calculating them. The theory is based on solving the boundary problems of elasticity theory for a long strip, which is a primary element of a prismatic thin-walled bar. The problem of finding the stresses in thin-walled rods is reduced to the problem of computing the plane stress state of each of its constituent bands, taking into account the efforts of the interaction determined by the conditions of continuity of deformations in the ground sections. If these efforts are known, the problem reduces to the construction of the influence functions for stresses in the strip, i.e. to the decision for it two main objectives – when the unit normal to the edge and the unit tangent to the edge of the concentrated forces.