

Определение опасного ослабления поперечного сечения
металлической дымовой трубы

Юрий Борисович Филатов, Оксана Юрьевна Сапожникова
Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет
(НИУ МГСУ); г. Москва, Россия

АННОТАЦИЯ

Введение. Предлагается простой подход к определению опасного ослабления поперечного сечения металлических дымовых труб, неизбежно возникающего из-за агрессивного действия дымовых газов. Учитывая, что по некоторым оценкам, приведенным в интернете, в России эксплуатируется порядка 107 тысяч дымовых труб, указанная задача представляется актуальной.

Материалы и методы. Объект исследования — реальная дымовая труба, эксплуатируемая в г. Москве в течение более 20 лет, состоящая из шести цилиндрических оболочек — царг. В результате коррозионного износа площади поперечного сечения оболочек снизились в разной степени, вследствие чего возникла опасность потери устойчивости хотя бы одной из царг. Устойчивость цилиндрической оболочки, подвергнутой совместному действию изгибающего момента и сжимающей продольной силы, исследовалась на основе подходов, описанных в научнотехнической литературе. Поскольку в расчет закладывалась фактическая толщина оболочки, ее коррозионный износ оказывается уже учтенным.

Результаты. В результате проведенных расчетов получена простая формула, определяющая условную критическую толщину поперечного сечения наиболее ослабленной царги. Данное ослабление сечения требует принятия инженерных или управленческих решений для обеспечения дальнейшей безопасной эксплуатации трубы. Полученное решение применимо на относительно ранних этапах эксплуатации дымовых труб. По мере развития деформаций трубы, обусловленных не только действием эксплуатационной нагрузки, но также и другими причинами, растяжки трубы переходят в состояние текучести. Исследование напряженно-деформированного состояния системы «ствол трубы — растяжки» в этих условиях может быть продолжением настоящей работы.

Выводы. Выявление условной критической толщины при плановом обследовании трубы, установленном соответствии нормативными документами, не означает необходимости вывода трубы из эксплуатации, или ее усиления. В этом случае следует по определенным в ходе обследования толщинам стенок провести расчет по описанной в данной статье методике, вычислить реальные величины изгибающего момента продольной силы в опасных сечениях и вновь проверить устойчивость трубы.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: дымовая труба, устойчивость, цилиндрическая оболочка, ослабление поперечного сечения, растяжка, направление ветра, критическое напряжение, перемещения

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Филатов Ю.Б., Сапожникова О.Ю. Определение опасного ослабления поперечного сечения металлической дымовой трубы // Вестник МГСУ. 2025. Т. 20. Вып. 8. С. 1178–1186. DOI: 10.22227/1997-0935.2025.8.1178-1186

Автор, ответственный за переписку: Юрий Борисович Филатов, yuryfil50@yandex.ru.

Determination of dangerous weakening
of the metal chimney cross-section

Yury B. Filatov, Oksana Yu. Sapozhnikova
Moscow State University of Civil Engineering (National Research University) (MGSU);
Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. A simple approach is proposed to determine the dangerous weakening of the cross-section of metal chimneys, which inevitably occurs due to the aggressive action of flue gases. Considering that, according to some estimates provided on the Internet, about 107,000 chimneys are in operation in Russia, this task seems to be quite relevant.

Materials and methods. The object of the study was a real chimney, operated in Moscow for more than 20 years, consisting of six cylindrical shells. As a result of corrosion wear, the cross-sectional areas of the shells decreased to varying degrees, as a result of which there was a danger of loss of stability of at least one of the shells. The stability of a cylindrical shell subjected to the combined action of a bending moment and a compressive longitudinal force was investigated based on the approaches described in the scientific and technical literature. Since the actual thickness of the shell was included in the calculation, its corrosion wear is already taken into account.

Results. As a result of the calculations, a simple formula was obtained that determines the conditional critical thickness of the cross-section of the most weakened shell. This weakening of the section requires engineering or management deci-

sions to ensure further safe operation of the pipe. It is noted that the solution obtained is applicable at relatively early stages of chimney operation. As pipe deformations develop, due not only to the effect of the operating load, but also for other reasons, the pipe stretches go into a state of fluidity. The study of the stress-strain state of the “pipe trunk – extension” system under these conditions can be a continuation of the present work.

Conclusions. The identification of a conditional critical thickness during a routine inspection of the pipe, established by the relevant regulatory documents, does not mean that the pipe must be decommissioned or reinforced. In this case, according to the wall thicknesses determined during the examination, the calculation should be carried out according to the methodology described in this article, the actual values of the bending moment of the longitudinal force in dangerous sections should be calculated, and the stability of the pipe should be checked again.

KEYWORDS: chimney, stability, cylindrical shell, weakening of the cross-section, extension, wind direction, critical stress, displacement

FOR CITATION: Filatov Yu.B., Sapozhnikova O.Yu. Determination of dangerous weakening of the metal chimney cross-section. *Vestnik MGSU* [Monthly Journal on Construction and Architecture]. 2025; 20(8):1178-1186. DOI: 10.22227/1997-0935.2025.8.1178-1186 (rus.).

Corresponding author: Yury B. Filatov, yuryfil50@yandex.ru.

ВВЕДЕНИЕ

К настоящему времени существует большое количество исследований, посвященных тем или иным аспектам потери устойчивости цилиндрических оболочек. В формате статьи возможно привести ссылки на некоторые классические^{1, 2, 3, 4} и современные [1, 2] работы как теоретического, так и экспериментального^{5, 6}, а также теоретико-экспериментального характера [3, 4], только в качестве примеров. Имеется значительное число исследований, в которых анализируются отдельные, довольно многочисленные факторы, влияющие на напряженно-деформированное состояние (НДС) и продолжительность жизненного цикла (ЖЦ) дымовых металлических труб [5–15]. Отдельно можно выделить работы, касающиеся потери устойчивости дымовых труб [16, 17].

В данной работе рассматривается узкопрактическая задача — предлагается простой подход к определению опасного ослабления поперечного сечения металлических дымовых труб, неизбежно возникающего из-за агрессивного действия дымовых газов.

Непосредственным поводом для исследования стал расчет реальной дымовой трубы, эксплуатируемой в г. Москве в течение более 20 лет (рис. 1).

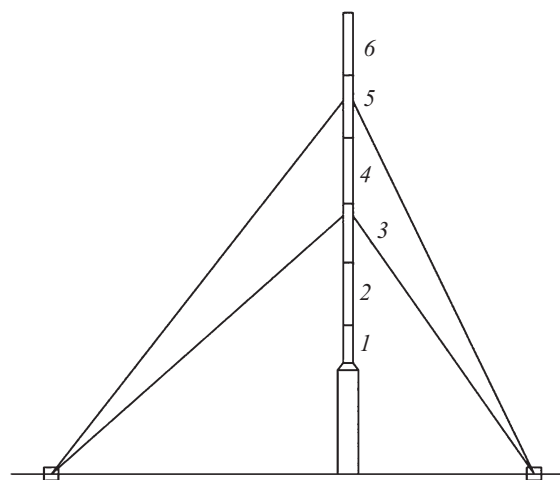


Рис. 1. Схема дымовой трубы с растяжками в двух этажах
Fig. 1. Diagram of a chimney with extensions in two floors

Обследование трубы, состоящей из шести (не считая переходной) цилиндрических оболочек — царг длиной от 4,26 до 7,44 м, ультразвуковым толщиномером Novotest УТ-1М выявило ослабление поперечных сечений с первоначальных толщин, равных 7, до 2,7 мм и с 6 до 1,9 мм. Данное обстоятельство дало основание для проверки возможной потери местной устойчивости. Учитывая, что по некоторым оценкам, приведенным в интернете, в России эксплуатируется порядка 107 тысяч дымовых труб, указанная задача представляется актуальной.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

В работе Э.И. Григолюка и В.В. Кабанова [18] отмечается, что классическая формула Лоренца – Тимошенко

$$\sigma_{кр} = 0,605E \left(\frac{\delta}{R} \right) \quad (1)$$

является самым показательным примером с точки зрения несоответствия теоретических решений большинству экспериментальных данных, начиная с работ У. Лилли, А. Маллока и до современных. Основную причину таких несоответствий боль-

¹ Власов В.З. Общая теория оболочек и ее приложения в технике. М., Ленинград : Гос. изд-во техн.-теорет. лит., 1949. 784 с.

² Вольмир А.С. Устойчивость деформируемых систем. М. : Наука, 1967.

³ Ржаницын А.Р. Устойчивость равновесия упругих систем. М. : Гостехиздат, 1955. 476 с.

⁴ Цурков И.С. Упругое напряженное состояние произвольно нагруженной замкнутой цилиндрической оболочки // Известия АН СССР: отделение технических наук. 1951. № 2.

⁵ Lilly W.E. The design of columns and struts // Engineering. 1908. Vol. 85.

⁶ Mallock A. Note on the Instability of Tubes Subjected to End Pressure, and on the Folds in a Flexible Material // Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences. 1908. Vol. 81. No. A-549.

шинство авторов определяют как влияние отклонений от строгой цилиндрической формы испытуемых образцов, и это при действии только осевого сжатия. Естественно, что применение этих формул для расчета дымовых труб, подверженных действию еще и ветровой нагрузки, не может привести к сколько-нибудь достоверному результату. К этому следует добавить и целый ряд факторов, влияющих на НДС дымовых труб. К этим факторам, подробно рассмотренным в работе Е.Н. Оленич [19], относятся: разрушение антикоррозионного покрытия; разрушение элементов фундамента; эксцентриситет стыковки царг; коррозионный износ стенки ствола; локальный коррозионный износ лацменных узлов; трещины в основном металле, швах и околшовной зоне; крен ствола трубы в целом; ослабление натяжения растяжек. В этих условиях построение зависимостей параметров НДС трубы в течение всего ее ЖЦ от величин действующих нагрузок представляется бесперспективным. С другой стороны, для решения поставленной задачи — определения степени коррозионного износа отдельной царги, которую в строгом смысле слова нельзя назвать критической, но требующей принятия каких-либо инженерных или управленческих решений, таких зависимостей и не надо. Действует ряд нормативных документов^{7, 8}, устанавливающих периодичность обследования дымовых труб. По результатам этих обследований устанавливаются фактические толщины царг и прогибы трубы, в том числе в уровнях сопряжения царг. Таким образом, задача может быть сведена к расчету на устойчивость царги, работающей в наиболее невыгодных соотношениях «толщина – сжимающие напряжения». Такое представление вполне согласуется с опытами Б.О. Алмрота, А.М. Холмса и Д.О. Браша [20], в которых скоростная съемка показала, что выпучивание цилиндрической оболочки начинается с места максимальной неправильности или какого-либо дефекта. Поскольку в расчет закладывается фактическая толщина оболочки, ее коррозионный износ оказывается уже учтенным. Прочие факторы, перечисленные в работе Е.Н. Оленич [19], развиваются на более поздних стадиях ЖЦ трубы и в настоящей работе не рассматриваются в связи с обстоятельствами, о которых будет сказано далее.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Устойчивость цилиндрических оболочек, подвергнутых совместному действию изгибающего момента и сжимающей продольной силы, рассмотрена

⁷ О промышленной безопасности опасных производственных объектов : Федеральный закон от 21.07.1997 № 116-ФЗ.

⁸ Об утверждении федеральных норм и правил в области промышленной безопасности «Правила проведения экспертизы промышленной безопасности» : утв. Приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 14.11.2013 № 538.

в работах А.С. Вольмира и более подробно Э.Л. Аксельрада [21]. В последней для определения критического напряжения была предложена формула:

$$\left(\frac{M_* R}{I} \right) + \left(\frac{N_*}{F} \right) = \left(E \frac{\delta}{R} \right) \frac{(p_{0*} + (p_* - p_{0*})) \sigma_m}{\sigma_m + \sigma_n}, \quad (2)$$

где M_* , N_* — критические значения изгибающего момента и продольной силы (приложенных в сечении одновременно); p_{0*} , p_* — параметры критической продольной силы и критического изгибающего момента:

$$p_{0*} = \frac{\chi_0}{(3(1-\nu^2))^{\frac{1}{2}}}; \quad p_* = \frac{M_*^0}{(12(1-\nu^2))^{\frac{1}{2}}}, \quad (3)$$

где M_*^0 — критическое значение параметра изгибающего момента; ν — коэффициент Пуассона. Величина p_* определяется в зависимости от длины трубы, ее кривизны и начальных неправильностей по графикам, приведенным в указанной монографии.

Величины χ и χ_0 учитывают влияние на критическое напряжение осевого сжатия трубы и осесимметричных начальных неправильностей ее формы.

Приведенная задача, с одной стороны, упрощается тем, что устойчивость каждой царги вследствие наличия фланцевых соединений можно рассматривать отдельно от остальных царг, как оболочки средней длины. С другой стороны, задача осложняется тем, что, как показали замеры толщин поперечных сечений, в ослаблении последних не прослеживается какой-либо зависимости от высоты расположения царг. Кроме того, в различных точках, где замеры производились в пределах одной царги, толщины поперечных сечений варьировались от 32 до 97 % от первоначальных.

Ветровая нагрузка была определена по СП «Нагрузки и воздействия»⁹. Поскольку труба раскреплена шестью растяжками разной длины, расположенными в двух уровнях, обозначенных ниже, как H_1 (верхний уровень растяжек) и H_2 (нижний уровень растяжек), расчет осуществлялся в предположении нескольких направлений действия ветровой нагрузки. Данное обстоятельство объясняется тем, что места крепления растяжек к земле определялись условиями местности. Растяжки II и III расположены под углами 45° к растяжке I. Также все растяжки имеют разные длины и углы наклона к земле.

Рассматривалось направление ветра к растяжке I и обратно, к растяжке II и обратно, к растяжке II и обратно под углами 22,5° к ней, к растяжке III под углом 22,5° к ней и от растяжки III под нулевым углом к ней. В каждом случае величины усилий в растяжках и соответственно величины изгибающих моментов и продольных сил оказывались различными. Расчет

⁹ СП 20.13330.2016. Нагрузки и воздействия. Актуализированная редакция СНиП 2.01.07–85* : утв. Приказом Минстроя России от 03.12.2016 № 891/пр (ред. от 30.12.2020).

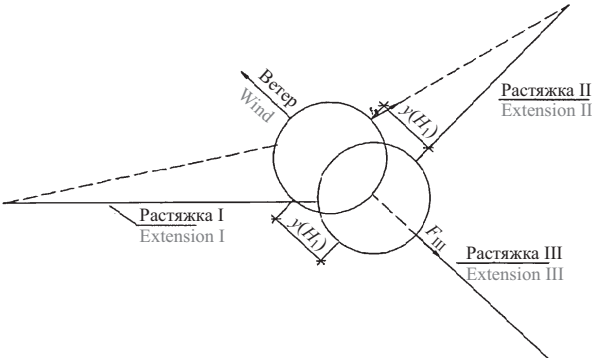


Рис. 2. Расчетное направление ветра
Fig. 2. Estimated wind direction

показал, что наиболее опасным является последнее направление ветра (рис. 2).

Сплошными линиями на рис. 2 показано проектное положение растяжек, пунктиром — положение, которое они принимают в результате действия ветровой нагрузки. Подавляющая часть нагрузки приходится на растяжку III. Растяжка II не выключается из работы полностью, как растяжка I, но усилие в ней вследствие ее малого удлинения по сравнению с удлинением растяжки III составляет не более десятых долей процента от усилия в растяжке III. Расчеты продемонстрировали, что изгибающие моменты в трубе допустимо определять от совместного действия ветровой нагрузки и горизонтальных составляющих усилий в растяжках. Строго говоря, при расчете по деформированной схеме в величины моментов в любом сечении, кроме верхнего, входят слагаемые, зависящие и от вертикальных составляющих усилий в растяжках, и от собственного веса части трубы, расположенной выше рассматриваемого сечения. Однако, по крайней мере в рассмотренных конкретных примерах, расчеты показали, что даже при максимальных прогибах трубы, соответствующих расчету по минимальным измеренным толщинам, эти составляющие не превышают 0,56 % от суммарных моментов от действия ветровой нагрузки и горизонтальных составляющих усилий в растяжках.

Задача, таким образом, сводится к следующей. Прогибы и углы наклона сечений каждой царги определяются уравнениями:

$$EI_i y(x) = \psi(x) + C_i x + C_{i+1}; \tag{4}$$

$$EI_i \varphi(x) = \Phi(x) + C_i, \tag{5}$$

где

$$\psi(x) = \frac{q(L-x)^4}{24} - \frac{F_1^{\text{гор}}(H_1-x)^2}{6} + \frac{F_2^{\text{гор}}(H_2-x)^3}{6}; \tag{6}$$

$$\Phi(x) = \frac{q(L-x)^3}{6} - \frac{F_1^{\text{гор}}(H_1-x)^2}{2} + \frac{F_2^{\text{гор}}(H_2-x)^2}{2} \tag{7}$$

для сечений, расположенных ниже уровня прикрепления нижних растяжек.

Для сечений трубы, расположенных между верхними и нижними растяжками, в выражениях (6)

и (7) остаются два первых члена; для сечений, расположенных выше уровня прикрепления верхних растяжек, — только первый член.

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 определяются из условий отсутствия перемещений и углов поворота на уровне верха переходной царги. Для вышележащих царг постоянные C_i и C_{i+1} устанавливаются из условий равенства перемещений и углов поворота в местах сопряжения царг. Возможность нарушения жесткости фланцевых соединений является отдельным вопросом и в данной работе не рассматривается. Указанные условия приводят к соотношениям:

$$C_3 = (EI_2 - EI_1)\varphi_1 + C_1; \tag{8}$$
$$C_5 = (EI_3 - EI_2)\varphi_2 + C_3;$$

$$C_7 = (EI_4 - EI_3)\varphi_3 + C_5; \tag{9}$$
$$\dots\dots\dots$$

$$C_4 = (EI_2 - EI_1)(y_1 - h_1\varphi_1) + C_2;$$
$$C_6 = (EI_3 - EI_2)(y_2 - h_2\varphi_2) + C_4;$$
$$C_8 = (EI_4 - EI_3)(y_3 - h_3\varphi_3) + C_6; \tag{9}$$
$$\dots\dots\dots$$

и т.д.

Усилия в растяжках определялись из условия равенства прогибов трубы и горизонтальных проекций удлинений растяжек в уровнях прикрепления растяжек от совместного действия ветровой нагрузки и этих усилий (рис. 3).

Удлинение растяжки после простых преобразований можно выразить следующим образом:

$$\Delta = L_{\text{деф}} - L_0 = \left(L_0^2 + y^2 + 2by \right)^{\frac{1}{2}} - L_0, \tag{10}$$

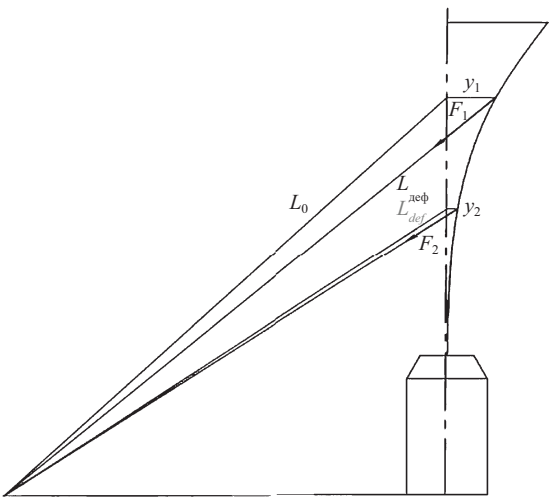


Рис. 3. Деформированная схема системы «ствол трубы – растяжка»
Fig. 3. Deformed diagram of the “pipe trunk – extension” system

а учитывая, что $y^2 \ll 2by$ и $\Delta \ll 2L_0$, без сколько-нибудь существенной погрешности Δ можно определить как:

$$\Delta = \frac{b_i}{L_0^2}. \quad (11)$$

Относительная деформация растяжек составит:

$$\varepsilon(H_i) = \frac{by(H_i)}{L_0^2}, \quad (12)$$

а продольные усилия в растяжках:

$$F_i = \frac{E_{\text{раст}} A_{\text{раст}} by(H_i)}{L_0^2}, \quad (13)$$

где $E_{\text{раст}}$ и $A_{\text{раст}}$ — модуль упругости и площадь поперечного сечения растяжки соответственно; $y(H_i)$ — прогибы в уровнях прикрепления растяжек, определяемые по формулам (4) и (6). Проекция усилий в растяжках на горизонталь составят:

$$F_i^{\text{гор}} = \frac{E_{\text{раст}} A_{\text{раст}} b^2 y(H_i)}{L_0^3}, \quad (14)$$

а проекции удлинений растяжек на горизонталь:

$$y(H_i) = F_i^{\text{гор}} (E_{\text{раст}} A_{\text{раст}}) \left(\frac{L_0^3}{b^2} \right). \quad (15)$$

Определение усилий в растяжках, поскольку в рассматриваемой задаче верхние растяжки прикреплены к пятой царге, а нижние — к третьей, сводится к решению системы двух уравнений:

$$\psi(H_1) + C_9 H_1 + C_{10} = F_1^{\text{гор}} \left(\frac{EI_5}{E_{\text{раст}} A_{\text{раст}}} \right) \left(\frac{L_{0\text{верх}}^3}{b^2} \right); \quad (16)$$

$$\psi(H_2) + C_5 H_2 + C_6 = F_2^{\text{гор}} \left(\frac{EI_3}{E_{\text{раст}} A_{\text{раст}}} \right) \left(\frac{L_{0\text{верх}}^3}{b^2} \right).$$

По указанным выше формулам для реально существующей трубы был проведен ряд расчетов: с толщинами, замеренными в 15 точках, по минимальным и средним арифметическим значениям; с проектными толщинами, а также для гипотетических труб с толщинами 1,0; 1,9 и 2,7 мм. Расчеты не приводятся из-за большого объема простых вычислений. Определены прогибы и углы поворота, изгибающие моменты, продольные силы, напряжения $\sigma_m = MR/I$ и $\sigma_n = N/F$. При этом оказалось, что величина $\sigma_m/(\sigma_m + \sigma_n)$, входящая в формулу (2), обладает незначительной вариативностью для царг, расположенных ближе к основанию трубы, где значения напряжений σ_m и σ_n больше и соответственно возможность местной потери устойчивости выше. Так, для верхней царги, вероятность потери которой пренебрежимо мала, этот параметр варьировался

в пределах 14 %, для следующей — в пределах 4 %, а для нижележащих, напряжения в которых уже достаточно велики, не превышал 2 %. В нижней царге, воспринимающей максимальные изгибающий момент и поперечную силу, для проектного сечения толщиной 7 мм отношение $\sigma_m/(\sigma_m + \sigma_n)$ составило 0,888, для сечения, ослабленного до 6,5 мм и далее до гипотетического сечения толщиной 1 мм, это отношение составляло 0,850–0,902.

Так как в исследуемой трубе вторая царга, согласно данным обследования, оказалась значительно более ослабленной, чем первая (до минимальной измеренной толщины 2,7 мм), возможность местной потери устойчивости устанавливалась для этой царги. Отношение $\sigma_m/(\sigma_m + \sigma_n)$ для нее составило 0,852.

Однако, производя расчет по формуле (2) в запас прочности, следует принять отношение $\sigma_m/(\sigma_m + \sigma_n)$ равным 0,902, потому что, согласно исследованиям Э.Л. Аксельрада, $(p_* - p_{0*})$ является отрицательной величиной.

Величина p_* определяется в зависимости от длины трубы, ее кривизны и начальных неправильностей по графикам, приведенным в указанной монографии.

Чтобы оценить возможное влияние начальных неправильностей, учтем (также возможную) переменность толщины стенки трубы от минимальной (2,7 мм) до изначальной (7 мм).

В этих условиях можно принять $\chi = 0,68$ (по графику рис. 40, с. 230 [21]).

Величина χ_0 учитывает влияние осевого сжатия и осесимметричных неправильностей ее формы на критическое напряжение. В условиях отсутствия достоверных данных об этих неправильностях Э.Л. Аксельрад рекомендует принимать $\chi_0 = 0,5$:

$$p_{0*} = \frac{0,5}{(3(1 - 0,3^2))^{1/2}} = 0,5 \cdot 0,605 = 0,302.$$

Наибольшее отклонение оси трубы от прямолинейности h , допускаемое по ГОСТ, составляет 1,5 мм на 1 м длины. Считая, что по длине второй царги (7,07 м) кривизна оси постоянна, допускаемое отклонение получим $h = 7,07 \cdot 1,5 = 10,605$ мм. Радиус кривизны на рассматриваемом участке трубы будет равен:

$$R_m = \frac{L^2}{8h} = \frac{707^2}{8 \cdot 10,605} = 58\,916, (6) \text{ см.}$$

Соответствующее значение параметра кривизны μ составит:

$$\begin{aligned} \mu &= \left(12 \cdot (1 - \nu^2) \right)^{1/2} \cdot \frac{R^2}{(R_m \delta)} = \\ &= \left(12 \cdot (1 - 0,3^2) \right)^{1/2} \cdot \frac{125^2}{(58\,916, (6) \cdot 0,27)} = 3,2458. \end{aligned}$$

Значение параметра l_2 , являющегося основной характеристикой длины трубы, определяется по формуле:

$$l_2 = 0,67(1 + 0,0033\mu^2) \cdot \frac{H}{R} \cdot \left(\frac{\delta}{R}\right)^{1/2}, \quad (17)$$

где H — принятая для расчета длина цилиндрической оболочки, равная 39,61 м.

Как указывалось выше, в качестве расчетного принималось сечение толщиной 2,7 мм. При этом нет уверенности в том, что по всей внутренней поверхности второй цаги ослабление поперечного сечения составляет 4,3 мм.

Игнорирование этого обстоятельства при расчете критического напряжения по применяемой методике может привести к его неоправданному завышению. Поэтому определим диапазон значений параметра l_2 по толщине 2,7 мм, которую считаем минимальной, и по изначальной толщине 7 мм:

$$\begin{aligned} l_2(0,27) &= 0,67(1 + 0,0033 \cdot 3,2458^2) \times \\ &\times (39,61/1,25)(0,027/125)^{1/2} = 1,02; \\ l_2(0,7) &= 0,67(1 + 0,0033 \cdot 3,2458^2) \times \\ &\times (39,61/1,25)(0,07/125)^{1/2} = 1,66. \end{aligned}$$

Этим величинам параметров μ , l_2 и χ по графику, приведенному в указанной монографии, соответствует значение $p_* = 0,15$.

Левая часть формулы (2) для фактического соотношения $\delta/R = 0,0027/1,25$ может быть приведена к более удобному виду. При этом соотношении разница между значениями момента инерции I , определенными по формуле:

$$I = (\pi/4)(R^4 - (R - \delta)^4) \text{ и } I = \pi R^3 \delta,$$

составляет 0,32 %, разница между площадями поперечных сечений, определенными по формуле:

$$F = \pi(R^2 - (R - \delta)^2) \text{ и } F = 2\pi R \delta,$$

составляет 0,108 %.

Таким образом, без существенных потерь в точности решения можно считать, что:

$$M \cdot \frac{R}{I} + \frac{N_*}{F} = \frac{M}{\pi R^2 \delta} + \frac{N_*}{2\pi R \delta}. \quad (18)$$

Тогда формулу (2) можно преобразовать к виду:

$$M_* \pi R^2 \delta + \frac{N_*}{2\pi R \delta} = \left(E \frac{\delta}{R}\right) \left(p_0 + \frac{p^* - p_0^*}{\sigma t + \sigma n}\right)^{1/2}, \quad (19)$$

откуда в первом приближении толщина стенки наиболее дефектной цаги определяется как:

$$\delta = \frac{M_*/R + N_*/2}{E_\pi \left(p_{0*} + \frac{(p^* - p_0^*)\sigma t}{\sigma t + \sigma n}\right)^{1/2}}. \quad (20)$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Толщину, определяемую в соответствии с изложенной методикой, можно назвать условно критической, так как при ее установлении толщина наиболее ослабленной цаги принята равной фактической. После определения толщины по формуле (20) следует провести проверочный расчет и вновь сопоставить величины левой и правой частей формулы (2). Такой расчет был проделан, и результат показал совпадение расчета в первом приближении и проверочного с разницей 0,79 %, которую в рамках поставленной задачи можно считать приемлемой. Выявление такой условно критической толщины при плановом обследовании трубы, установленной соответствующими нормативными документами, не означает необходимости вывода трубы из эксплуатации или ее усиления. В этом случае необходимо по определенным в ходе обследования толщинам стенок провести расчет по описанной методике, вычислить реальные величины изгибающего момента продольной силы в опасных сечениях и проверить устойчивость трубы по формуле (2).

Границей применимости данного подхода является фактическое значение перемещения в уровне прикрепления растяжек, равное:

$$y(H_i) = \frac{\sigma_T L_0^2}{E_{\text{раст}} b}, \quad (21)$$

при котором напряжения в растяжке достигают предела текучести.

Для исследуемой дымовой трубы, например, мониторинг, проведенный в соответствии с нормативным документом¹⁰, выявил не только ослабления поперечных сечений трубы, но и направление ее крена и отдельные замеренные перемещения. Труба имеет наклон в сторону растяжки I, а замеренные прогибы ее в уровне растяжек значительно превышают значения, определяемые формулой (21). Данное обстоятельство объясняется причинами, описанными в работе [19].

Исследование НДС системы «ствол трубы — растяжки» в условиях, когда часть системы находится в области упругих деформаций, а другая часть — в состоянии текучести, может быть продолжением настоящей работы.

¹⁰ СП 89.13330.2016. Котельные установки. Актуализированная редакция СНиП II-35-76 : утв. Приказом Минстроя России от 16.12.2016 № 944/пр (ред. от 15.12.2021).

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Губанов В.В. Обеспечение заданной долговечности металлических промышленных высотных сооружений : дис. ... д-ра техн. наук. Макеевка, 2013. 363 с.
2. Holmes J.D. Fatigue life under along-wind loading — closed-form solutions // *Engineering Structures*. 2002. Vol. 24. Issue 1. Pp. 109–114. DOI: 10.1016/s0141-0296(01)00073-6
3. Саченков А.В. Теоретико-экспериментальный метод исследования устойчивости пластин и оболочек // *Исследования по теории пластин и оболочек*. 1970. № 6–7. С. 391–433.
4. Сатъянов В.Г., Пилипенко П.Б., Французов В.Д., Сатъянов С.В., Котельников В.С. Способ определения остаточного ресурса промышленных дымовых и вентиляционных труб // *Безопасность труда в промышленности*. 2007. № 12. С. 34–38. EDN JTLOBP.
5. Сатъянов В.Г. и др. Методика расчета нагрузок, прочности и ресурса стволов дымовых и вентиляционных промышленных труб. М. : Универсум, 2005. EDN QNKXII.
6. Губанов В.В., Оленич Е.Н., Оленич А.В. Влияние конструктивных параметров на напряженно-деформированное состояние дымовой трубы с двумя уровнями оттяжек // *Вестник Донбасской национальной академии строительства и архитектуры*. 2019. № 4 (138). С. 57–63. EDN JXWGW.
7. Губанов В.В., Голиков А.В. Качественные характеристики взаимодействия дымовых труб на оттяжках с анкерными фундаментами // *Металлические конструкции*. 2016. Т. 22. № 3. С. 115–124. EDN WXDIT.
8. Губанов В.В., Оленич Е.Н. Особенности износа стальных дымовых труб на оттяжках // *Металлические конструкции*. 2022. Т. 28. № 4. С. 167–181. EDN KLFNUF.
9. Губайдулин М.Р., Губайдулин Р.Г., Шматков А.С. Анализ методов оценки остаточного ресурса дымовых и вентиляционных промышленных труб // *Предотвращение аварий зданий и сооружений : сб. науч. тр.* 2009. № 8. С. 314–319.
10. Яровой С.Н., Фурсов В.В. Повреждаемость металлических дымовых труб и несущих башен на протяжении жизненного цикла и предельные значения дефектов и повреждений // *Строительство, материаловедение, машиностроение*. 2016. № 83. С. 243–248.
11. Stangenberg F., Breitenbücher R., Bruhns O.T., Hartmann D., Höffer R., Kuhl D. et al. Lifetime-oriented design concepts // *Lifetime-Oriented Structural Design Concepts*. 2009. DOI: 10.1007/978-3-642-01462-8_1
12. Simonović A.M., Stupar S.N., Peković O.M. Stress Distribution as a Cause of Industrial Steel Chimney Root Section Failure // *FME Transactions*. 2008. No. 36. Pp. 119–125.
13. Kanerkar S. Effect of Geometric Parameter on Steel Chimney // *International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology*. 2020. Vol. 8. Issue 6. Pp. 1775–1780. DOI: 10.22214/ijaset.2020.6291
14. Maheswari A.U., Peera S.K. Design of Guy Supported Industrial Steel Chimneys // *International Journal of Recent Technology and Engineering (IJRTE)*. 2020. Vol. 9. Issue 1. Pp. 1217–1225. DOI: 10.35940/ijrte.a1473.059120
15. Deore S.S., Ankushrao N.P., Mate. N.U. Parametric study of industrial chimneys // *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*. 2022. Vol. 9. Issue 5.
16. Ельшин А.М., Ижорин М.Н., Жолудов В.С., Овчаренко Е.Г. Дымовые трубы. М. : Стройиздат, 2001.
17. Сулонов А.А. Разработка методов оценки и прогнозирования ресурса безопасной эксплуатации дымовых металлических труб с учетом температурно-силовых и коррозионных воздействий рабочих сред : дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 2004. 158 с. EDN NMYIOD.
18. Григолюк Э.И., Кабанов В.В. Устойчивость оболочек. М. : Наука, 1978.
19. Оленич Е.Н. Несущая способность дымовых труб на оттяжках с учетом технического обслуживания : дис. ... канд. техн. наук. 2023. 177 с. EDN GPTMHF.
20. Almroth B.O., Holmes A.M., Brush D.O. An experimental study of the buckling of cylinders under axial compression // *Experimental Mechanics*. 1964. Vol. 4. Issue 9. Pp. 263–270. DOI: 10.1007/bf02323088
21. Аксельрад Э.П. Гибкие оболочки. М. : Наука, 1976. 376 с.

Поступила в редакцию 12 мая 2025 г.

Принята в доработанном виде 24 мая 2025 г.

Одобрена для публикации 10 июня 2025 г.

ОБ АВТОРАХ: Юрий Борисович Филатов — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры строительной и теоретической механики; Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет (НИУ МГСУ); 129337, г. Москва, Ярославское шоссе, д. 26; ORCID: 0000-0002-8191-8176; yuryfil50@yandex.ru;

Оксана Юрьевна Сапожникова — студент; **Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет (НИУ МГСУ)**; 129337, г. Москва, Ярославское шоссе, д. 26; oksanalitovch@gmail.com.

Вклад авторов:

Филатов Ю.Б. — постановка задачи, анализ литературы, методика выполнения расчетов, частичное их выполнение.

Сапожникова О.Ю. — частичное выполнение расчетов, выполнение рисунков, оформление статьи.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

REFERENCES

- Gubanov V.V. *Ensuring the specified durability of metal industrial high-rise structures : dis. ... doctor of technical sciences*. Makeyevka, 2013; 363. (rus.).
- Holmes J.D. Fatigue life under along-wind loading — closed-form solutions. *Engineering Structures*. 2002; 24(1):109-114. DOI: 10.1016/s0141-0296(01)00073-6
- Sachenkov A.V. Theoretical and experimental method for studying the stability of plates and shells. *Research in the Theory of Plates and Shells*. 1970; 6-7:391-433. (rus.).
- Satyanov V.G., Pilipenko P.B., Frantsuzov V.D., Satyanov S.V., Kotelnikov V.S. Method for determining the residual life of industrial smoke and ventilation stacks. *Occupational Safety in Industry*. 2007; 12:34-38. EDN JTLOBP. (rus.).
- Satyanov V.G. et al. *Methodology for calculating loads, strength and service life of flue and ventilation industrial pipe trunks*. Moscow, Universum, 2005. EDN QNKXIJ. (rus.).
- Gubanov V., Olenich E., Olenich A. Influence of constructive parameters on the stress-strain state of the chimney with two levels of delays. *Proceeding of the Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture*. 2019; 4(138):57-63. EDN JXWGW. (rus.).
- Gubanov V., Golikov A. Qualitative parameters of guyed chimney interaction with anchor foundations. *Metall Constructions*. 2016; 22(3):115-124. EDN WXDIJT. (rus.).
- Gubanov V., Olenich E. Wear peculiarity of steel chimneys with guys. *Metall Constructions*. 2022; 28(4):167-181. EDN KLFNUF. (rus.).
- Gubaidulin R.G., Gubaidulin M.R., Shmatkov A.S. Analysis of methods for estimating the residual life of industrial flue and ventilation pipes. *Prevention of accidents in buildings and structures : collection of scientific papers*. 2009; 8:314-319. (rus.).
- Yarovoy S.N., Fursov V.V. Damage to metal chimneys and load-bearing towers throughout the life cycle and the limits of defects and damages. *Construction, materials science, mechanical engineering*. 2016; 83:243-248. (rus.).
- Stangenberg F., Breitenbücher R., Bruhns O.T., Hartmann D., Höffer R., Kuhl D. et al. Lifetime-oriented design concepts. *Lifetime-Oriented Structural Design Concepts*. 2009. DOI: 10.1007/978-3-642-01462-8_1
- Simonović A.M., Stupar S.N., Peković O.M. Stress Distribution as a Cause of Industrial Steel Chimney Root Section Failure. *FME Transactions*. 2008; 36:119-125.
- Kanerkar S. Effect of Geometric Parameter on Steel Chimney. *International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology*. 2020; 8(6):1775-1780. DOI: 10.22214/ijraset.2020.6291
- Maheswari A.U., Peera S.K. Design of Guy Supported Industrial Steel Chimneys. *International Journal of Recent Technology and Engineering (IJRTE)*. 2020; 9(1):1217-1225. DOI: 10.35940/ijrte.a1473.059120
- Deore S.S., Ankushrao N.P., Mate. N.U. Parametric study of industrial chimneys. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*. 2022; 9(5).
- Yelshin A.M., Izhorin M.N., Zholudov V.S., Ovcharenko E.G. *Smokestacks*. Moscow, Stroyizdat, 2001. (rus.).
- Suslonov A.A. *Development of methods for assessing and predicting the resource of safe operation of metal flue pipes, taking into account the temperature, force and corrosive effects of working environments : dissertation ... Candidate of Technical Sciences*. Ufa, 2004; 158. EDN NMYIOD. (rus.).
- Grigolyuk E.I., Kabanov V.V. *Stability of shells*. Moscow, Nauka, 1978. (rus.).
- Olenich E.N. *Bearing capacity of chimneys on guy wires taking into account maintenance : dis. ... candidate of technical sciences*. 2023; 177. EDN GPTMHF. (rus.).
- Almroth B.O., Holmes A.M., Brush D.O. An experimental study of the bucking of cylinders under axial compression. *Experimental Mechanics*. 1964; 4(9):263-270. DOI: 10.1007/bf02323088
- Akselrad E.P. *Flexible shells*. Moscow, Nauka, 1976; 376. (rus.).

Received May 12, 2025.

Adopted in revised form on May 24, 2025.

Approved for publication on June 10, 2025.

B I O N O T E S : **Yury B. Filatov** — Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Structural and Theoretical Mechanics, Associate Professor; **Moscow State University of Civil Engineering (National Research University) (MGSU)**; 26 Yaroslavskoe shosse, Moscow, 129337, Russian Federation; ORCID: 0000-0002-8191-8176; yuryfil50@yandex.ru;

Oksana Yu. Sapozhnikova — student; **Moscow State University of Civil Engineering (National Research University) (MGSU)**; 26 Yaroslavskoe shosse, Moscow, 129337, Russian Federation; oksanalitovch@gmail.com.

Contribution of the authors:

Yury B. Filatov — problem statement, literature analysis, calculation methodology, partial implementation.

Oksana Yu. Sapozhnikova — partial execution of calculations, execution of drawings, design of the article.

The authors declare that there is no conflict of interest.