

ПРЕДНАПРЯЖЕНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК И СТЕРЖНЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА РАСТЯЖЕНИЕ, ПОСТОЯННЫМ УСИЛИЕМ

В статье приводится оптимальный параметр геометрии цилиндрических оболочек, преднапряженных постоянным усилием (трубопроводы, резервуары, фюзеляжи и др.). Кроме этого, доказывается выгода преднапряжения постоянным усилием стержней, работающих на растяжение.

В системах строительной механики с постоянными усилиями в лишних связях открыты оптимальные параметры геометрии, соответствующие максимальной суммарной работе усилий в лишних связях и не зависящие ни от нагрузки, ни от степени преднапряжения. Такие параметры геометрии найдены во многих конструкциях: балочных, арочных, рамных и др. Здесь приведено доказательство оптимального параметра геометрии в цилиндрических оболочках, преднапряженных постоянным усилием. Листовая конструкция (трубопровод большого диаметра, цилиндрический резервуар, фюзеляж и др.) преднапряжена постоянным при температурных и других перемещениях усилием (рисунок 1). Преднапряжение постоянным усилием пояса (трос или высокопрочная проволока) 1, опоясывающего листовую конструкцию 2, осуществляется с помощью связи 3 (связь по а.с. №1686059).

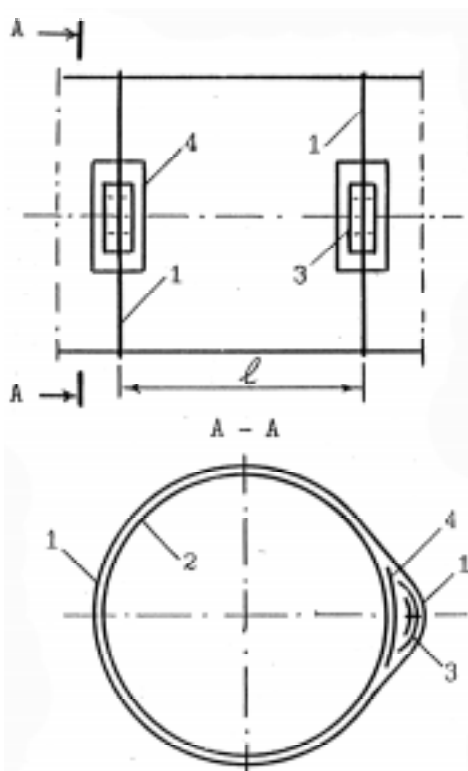


Рисунок 1. Труба большого диаметра, предварительно напряженная постоянным усилием.

1 – высокопрочная проволока; 2 – оболочка; 3 – связь; 4 – лист жесткости.

Основная система конструкции, показанной на рисунке, получается таким образом. Из оболочки вырезан участок – кольцо шириной ℓ , в середине которого размещен пояс. На кольцо действует внутреннее давление q . Кольцо и пояс разрезаны. Допустим вначале, что преднапряжения нет. Усилие в поясе заменено двумя силами X_1 , а усилие в кольце заменено двумя силами X_2 .

Силы X_1 и X_2 определяются из системы двух канонических уравнений метода сил:

$$\begin{aligned} X_1 \delta_{11} + X_2 \delta_{12} + \Delta_{1P} &= 0; \\ X_1 \delta_{21} + X_2 \delta_{22} + \Delta_{2P} &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где $\delta_{11}, \delta_{12}, \delta_{21}, \delta_{22}$ – единичные перемещения.

Поскольку сила X_1 сохраняется постоянной, то единичные перемещения $\delta_{12} = \delta_{21}$ равны нулю и канонические уравнения принимают вид:

$$\begin{aligned} X_1 \delta_{11} + \Delta_{1P} &= 0; \\ X_2 \delta_{22} + \Delta_{2P} &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

В канонических уравнениях (2) перемещения равны:

$$\delta_{11} = \frac{2\pi R}{E_T \omega}; \quad \delta_{22} = \frac{2\pi R}{EF}; \quad \Delta_{1P} = \Delta_{2P} = \frac{2\pi g R^2 \ell}{EF + E_T \omega},$$

где ℓ – расстояние между поясами по длине конструкции (см. рисунок) и ширина кольца; R – радиус конструкции; h – толщина кольца; ω – площадь поперечного сечения пояса; $F = \ell h$; EF и $E_T \omega$ – жесткость кольца и жесткость пояса.

Решение системы канонических уравнений (2) дает:

$$X_1 = -\frac{gR \ell E_T \omega}{EF + E_T \omega}; \quad X_2 = -\frac{gR \ell EF}{EF + E_T \omega}. \quad (3)$$

Обозначим через T_1 работу силы X_1 на перемещение Δ_{1P} . Работа T_1 равна

$$T_1 = -\frac{gR \ell E_T \omega \cdot 2\pi g R^2 \ell}{(EF + E_T \omega) \cdot (EF + E_T \omega)}. \quad (4)$$

Выражение (4) запишем так:

$$T_1 = -\frac{gR \ell E_T \omega \cdot 2\pi g R^2 \ell}{\omega^2 \left(\frac{EF}{\omega} + E_T \right) \cdot \left(\frac{EF}{\omega} + E_T \right)}$$

При $\omega = 0$, $T_1 = 0$, при $\omega = \infty$, $T_1 = 0$. Это значит, что есть такое ω , при котором T_1 имеет максимальное

значение (теорема Ролля). Находим ω , при котором T_1 имеет максимальное значение, из уравнения:

$$\frac{\partial}{\partial \omega} \left[-\frac{gR\ell E_T \omega \cdot 2\pi gR^2 \ell}{(EF + E_T \omega) \cdot (EF + E_T \omega)} \right] = 0;$$

$$E^2 F^2 + 2EE_T F \omega + E_T^2 F \omega^2 - 2EE_T F \omega - 2E_T^2 F \omega^2 = 0;$$

$$E^2 F^2 - E_T^2 F \omega^2 = 0;$$

$$\frac{\omega}{F} = \frac{E}{E_T}; \quad \omega = F \frac{E}{E_T}; \quad F = \omega \frac{E_T}{E}.$$

Если частную производную от T_1 взять по F , то результат получится такой же. Подставив полученные значения ω и F в (3), будем иметь:

$$X_1 = X_2 = -\frac{gR\ell}{2}. \tag{5}$$

Используя (5), получим:

$$\omega = \frac{gR\ell}{2R_T}; \quad F = \frac{gR\ell}{2R_0},$$

где R_0 – расчетное сопротивление материала кольца; R_T – расчетное сопротивление материала пояса.

Таким образом, оптимальным параметром геометрии для цилиндрических оболочек является отношение

$$\frac{\omega}{F} = \frac{E}{E_T}. \tag{6}$$

Оптимальный параметр геометрии получен для цилиндрических оболочек, не преднапряженных. Он действителен и для преднапряженных, но преднапряженных только постоянным при температурных и других перемещениях усилием.

Предварительное напряжение постоянным усилием дает большую экономию материала и повышает надежность листовых конструкций. Большая экономия и повышение надежности получаются по трем причинам:

1. Отсутствие температурных напряжений.

2. В два раза большей работе внутренних сил (теорема Клапейрона).

3. Оптимального параметра геометрии.

Экономия материала и повышение надежности особенно важны в фюзеляже самолета и не только потому, что стоимость алюминиевых сплавов высока, но еще и потому, что у этих сплавов большой коэффициент линейного расширения.

Преднапряжение постоянным усилием настолько универсально, что им можно преднапрягать даже растянутые стержни. Остановимся подробнее на возможности такого его применения. Возьмем стержень, работающий на растяжение. Он может состоять из уголков, им может быть и труба. Возьмем трубу. В центре поперечного сечения трубы поместим трос, преднапряженный постоянным усилием с помощью связи по а.с. №1686059. Стержень (труба) сжат постоянным усилием, а трос – растянут. К преднапряженному постоянным усилием стержню приложены нагрузки: постоянная Q и временная P .

В соответствии с принципом независимости действия сил действие временной и постоянной нагрузок рассматриваем отдельно.

Площадь поперечного сечения трубы F , сжатой постоянным усилием преднапряжения N , равна

$$F = \frac{N}{\phi R_0}, \tag{7}$$

где R_0 – расчетное сопротивление материала трубы; ϕ – коэффициент понижения несущей способности сжатой трубы.

При приложении временной нагрузки усилие в тросе не увеличивается. Стержень, преднапряженный постоянным усилием, может на растяжение выдержать временную нагрузку, равную

$$P = N + FR_0. \tag{8}$$

Подставив в формулу (2) усилие N , найденное из (1), получим

$$P = F\phi R_0 + FR_0 = (\phi + 1) \cdot FR_0. \tag{9}$$

Без преднапряженного постоянным усилием троса стержень, показанный на рисунке, выдержал бы временную нагрузку, равную

$$P' = (F - \Delta F) \cdot R_0, \tag{10}$$

где, $\Delta F = \frac{Q}{R_0}$.

Сравнение выражения (3) и (4) показывает, что преднапряженный постоянным усилием стержень выдерживает большую нагрузку, чем такой же стержень, но без преднапряжения. Что касается экономии материала, то при ее определении следует учитывать материал троса.

Площадь поперечного сечения троса равна

$$\omega = (\phi F + \Delta F) \cdot \frac{R_0}{R_T}. \tag{11}$$

Отношение R_0 к R_T , входящее в выражение (11), равно $1/3 - 1/5$. Поэтому

$$\omega \approx \frac{\phi F + \Delta F}{4}.$$

Разность выражений (3) и (4) равна

$$P - P' = (\phi F + F)R_0 - (F - \Delta F)R_0 = (\phi F + \Delta F)R_0.$$

Экономия площади поперечного сечения уголков F_3 от преднапряжения постоянным усилием равна

$$F_3 = \phi F + \Delta F - \omega = \phi F + \Delta F - \frac{\phi F + \Delta F}{4} = \frac{3}{4}(\phi F + \Delta F).$$

Обычное преднапряжение стержней, работающих на растяжение, нецелесообразно, а преднапряжение их постоянным усилием имеет преимущество: высокая жесткость, надежность, отсутствие температурных напряжений, экономическая выгодность.

Связи, создающие постоянное усилие преднапряжения, поглощают максимальное количество энергии вибраций конструкций или аппаратов.

Изобретения, приведенные в статье, принадлежат автору (соавторов нет).

Список использованной литературы:

1. Киянов И.М. Расчет конструкций с постоянным усилием преднапряжения в лишних связях: Информационный листок №59-96. Оренбург, Оренбургский ЦНТИ, 1996.
2. Киянов И.М. Предварительное напряжение постоянным усилием стержней, работающих на растяжение: Информационный листок №132-96. Оренбург, Оренбургский ЦНТИ, 1996.
3. Киянов И.М. Предварительное напряжение постоянным усилием резервуаров, газгольдеров, трубопроводов, фюзеляжей: Информационный листок №168-96. Оренбург, Оренбургский ЦНТИ, 1996.
4. Киянов И.М. Рациональность конструкций, преднапряженных постоянным усилием /патент №2012749/: Информационный листок №82-97. Оренбург, Оренбургский ЦНТИ, 1997.
5. Киянов И.М. Предварительное напряжение трубопроводов, резервуаров, газгольдеров, фюзеляжей постоянным усилием /а.с. №1686059/: Информационный листок №104-97. Оренбург, Оренбургский ЦНТИ, 1997.
6. Киянов И.М. выгодность предварительного напряжения листовых конструкций связью по а.с. №1686059: Информационный листок №132-97. Оренбург, Оренбургский ЦНТИ, 1997.
7. Киянов И.М. Преднапряжение трубопроводов, резервуаров, фюзеляжей постоянным усилием, создаваемым связью по а.с. №1686059: Информационный листок №161-98. Оренбург, Оренбургский ЦНТИ, 1998.
8. Киянов И.М. Системы строительной механики с постоянными усилиями в лишних связях: Информационный листок №25-99. Оренбург, Оренбургский ЦНТИ, 1999.