

4 Несмотря на выявленные преимущества применения для кладки спиральных сеток, по сравнению со сварными, необходимо накопление опытных данных при работе кладки на центральное и внецентренное сжатие с целью создания методики расчета и последующего внедрения эффективного армирования в строительную практику.

Литература

1. Гнедовский В. А. Косвенное армирование железобетонных конструкций. Ленинград. СИ. 1981 г., с. 126.
2. Камейко И. А. Прочность на сжатие кирпичной кладки с косвенным армированием. Сб. под ред. Л. И. Онищика «Экспериментальные исследования каменных конструкций». Москва, Ленинград. Стройиздат Наркомстроя, 1939 г., с. 65..89
3. Довгалюк В И Кац М. Х. Новый вид косвенного армирования железобетонных колонн Сб. Строительство и архитектура. Серия 8. Строительные конструкции ВНИИИС Госстроя СССР, 1985 г., с. 2..5

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ СОЗДАНИЯ
РАВНОПРОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ДВУХСЛОЙНЫХ СОСУДОВ,
РАБОТАЮЩИХ В ПРЕДЕЛАХ УПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ**

И.Г. Гурьев, О.А. Жерносек
Научный руководитель – Л.А. Гурьева
УО «Полоцкий государственный университет»

В технике для удержания высокого давления приходится иметь дело с толстостенными сосудами. Если в таких сосудах надо удержать высокое давление, необходимо, чтобы предел текучести материала был бы по крайней мере в два раза больше этого давления. Для сосудов высокого давления уменьшения напряжений можно достичь применив составные, соединенные с натягом цилиндры: [2].

В работе рассмотрен двухслойный цилиндр бесконечной длины, полученный горячей посадкой и нагруженный внутренним давлением (рис. 1). При этом исследованы три случая:

1. двухслойный сосуд выполнен из материалов с одинаковыми физическими и механическими свойствами $\sigma_{y0}=\sigma_{y1}=330$ МПа, $E_0=E_1=2.1 \cdot 10^5$ МПа. $\nu_0=\nu_1=0.3$;
2. двухслойный сосуд выполнен из материалов с одинаковыми упругими свойствами, но с различными пределами текучести $\sigma_{y0}=600$ МПа, $\sigma_{y1}=330$ МПа, $E_0=E_1=2.1 \cdot 10^5$ МПа, $\nu_0=\nu_1=0.3$;
3. двухслойный сосуд выполнен из материалов с различными упругими свойствами и пределами текучести $\sigma_{y0}=300$ МПа, $\sigma_{y1}=90$ МПа, $E_0=2.1 \cdot 10^5$ МПа, $E_1=1.15 \cdot 10^5$ МПа, $\nu_0=0.3$, $\nu_1=0.25$.

где индекс "0" относится к наружному, а индекс "1" - к внутреннему цилиндру.

В цилиндре возникают два вида напряжений: окружные σ_t и радиальные σ_r . Были определены напряжения σ_t и σ_r в составных цилиндрах при заданном натяге $\Delta=5 \cdot 10^{-5}$ м, внутреннем давлении $p_i=200$ МПа, $a=0.03$ м, $b=0.04$ м, $c=0.06$ м

Напряжения в составной трубе вычислены на основании принципа сложения действия сил путем алгебраического суммирования рабочих напряжений от внутреннего давления p_i , сплошной трубы с внутренним радиусом a и наружным c и напряжений от межтрубного давления p_r [3]:

$$\sigma_t = \sigma_{p_i} + \sigma_{p_r} \quad (1)$$

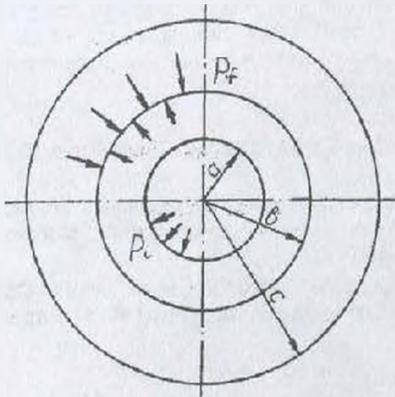


Рис.1.

где σ_r находится по формуле [4]

$$P_r = \frac{\Delta}{b} \frac{1}{\frac{1}{E_i} \left(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} - \nu_i \right) + \frac{1}{E_o} \left(\frac{c^2 + b^2}{c^2 - b^2} - \nu_o \right)} \quad (2)$$

Эпюры суммарных напряжений представлены на рис.2 и рис.3.

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

- за счет натяга в составных цилиндрах возникают начальные напряжения, при этом в наружном цилиндре возникает растягивающее окружное напряжение, а во внутреннем – сжимающее;
- в точках, расположенных на внутренней поверхности составного цилиндра, суммарное окружное напряжение получается меньше, чем в тех же точках целого цилиндра, в то время как в наружных точках окружные напряжения, наоборот, возрастают;
- для рассмотренных составных цилиндров величина $(p_i)_{\max}$ для трех случаев колеблется в зависимости от отношения c/a соответственно в пределах 189-236 МПа; 276-361 МПа; 119-162 МПа;
- оптимальный натяг $\Delta_{\text{опт}}$ в рассматриваемых составных цилиндрах для трех случаев изменяется соответственно в пределах $(3.849-6.286) \cdot 10^{-5}$ м; $(2.726-3.903) \cdot 10^{-4}$ м; $(6.253-9.233) \cdot 10^{-5}$ м;

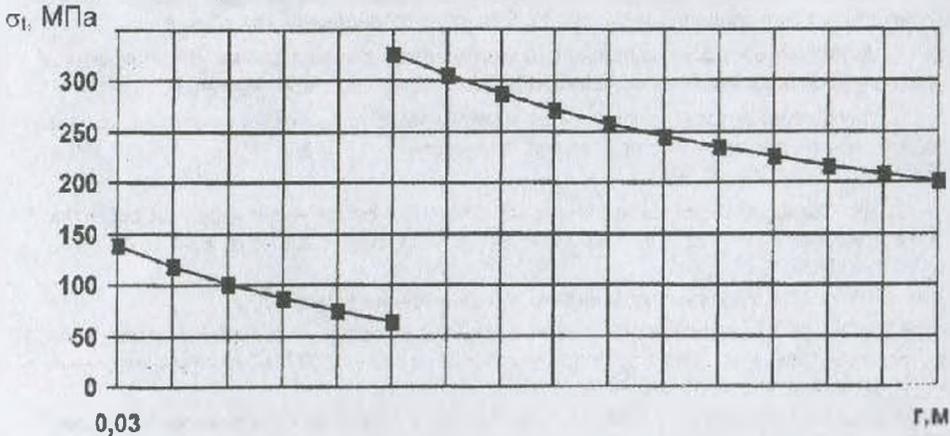


Рис 2 - График зависимости суммарных окружных напряжений $\sigma_{\Sigma} = f(r)$

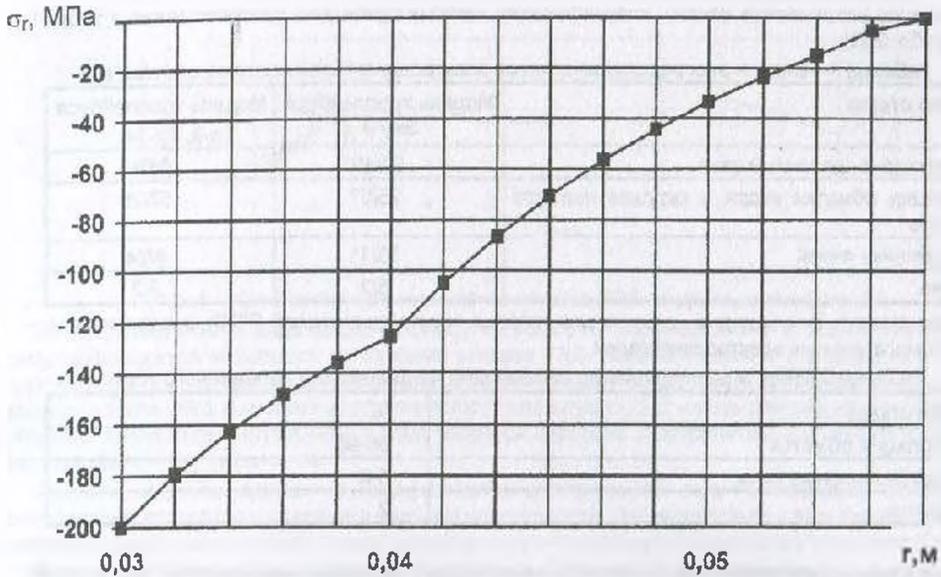


Рис.3 - График зависимости суммарных радиальных напряжений $\sigma_r = f_2(r)$

- отношение минимального эквивалентного напряжения составной трубы к эквивалентному напряжению для сплошной трубы

$$\frac{\sigma_{\text{экв}}^{\text{min}}}{\sigma_{\text{эка}}} = \frac{c + a}{2c}$$

для рассмотренных составных цилиндров колеблется в пределах 0,75-0,67.

При малом внутреннем радиусе а это отношение приближается к 0,5. Если же наружный радиус с близок по значению внутреннему радиусу а, т.е. труба тонкостенная, отношение $\sigma_{\text{экв}}^{\text{min}} / \sigma_{\text{эка}}$ становится близким к единице, т.е. составная труба не имеет прочностных преимуществ по сравнению со сплошной.

Литература.

1. Власов В.З. Основные дифференциальные уравнения общей теории упругих оболочек. - Прикладная математика и механика, 1944, т. VIII, №2.
2. Волков А.Н. Расчет толстостенных полых цилиндров. - М., 1972.
3. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов: Учеб. для вузов. - М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986.
4. Волков А.Н. Статика толстых оболочек. - М., 1974

**К ВОПРОСУ АНАЛИЗА ОТКАЗОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО
ПРИВОДА ГОРОДСКОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО
ТРАНСПОРТА**

С.Г. Додолев

Научный руководитель – А.А. Успенский
Белорусский национальный технический университет

Изучение литературных данных о распределении отказов электродвигателей постоянного и переменного тока, показывает, что чаще всего в эксплуатации у двигателей постоянного и пере-