

## АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРУЕМОГО СОСТОЯНИЯ АНКЕРНОГО УСТРОЙСТВА ВАНТОВОГО ПОКРЫТИЯ

Мартынов Ю.С., Новиков В.Е., Лагун Ю.И.

*Белорусский национальный технический университет, г. Минск*

**1. Введение.** Анкерное устройство – важнейший элемент большепролетных висячих систем покрытий. При значительных усилиях на анкеры основной их конструктивной формой являются устройства, состоящие из проушин и цилиндрических шарниров – цапф. Несмотря на простоту конструктивной формы, при их расчете и конструировании необходимо учитывать ряд факторов: отсутствие нормативной базы по проектированию, малочисленность результатов экспериментальных исследований их работы под нагрузкой, повышенные требования к материалам компонентов анкеров и к их изготовлению, сложное напряженно-деформированное состояние (НДС), влияние допусков на посадку на распределение контактных напряжений в системе «проушина-цапфа».

При значительных усилиях на анкера требуется, как правило, установка более двух проушин. В этом случае следует учитывать возможную неравномерность распределения усилий между ними, обусловленную наличием допусков при посадке цапфы, несоосностью отверстий для цапфы из-за большой толщины проушин, допусков при сборке на этапе изготовления, отклонением положения анкеров в плане при производстве строительно-монтажных работ.

Ограниченный объем статьи не позволяет рассмотреть все отмеченные выше вопросы. Потому ниже приведены результаты анализа НДС только проушин анкерного устройства, выполненного авторами при проектировании анкерных устройств вантового двухпоясного покрытия многофункциональной спортивно-зрелищной арены с трибунами на 15 тыс. зрителей.

**2. Краткая характеристика анкерных устройств.** Конструктивные решения анкеров несущих и стабилизирующих вант идентичны, включают анкер и цапфу системы Freyssinet и разработанное анкерное устройство. Учитывая однотипность последних, в статье приведены данные по анкерному устройству наиболее нагруженной несущей ванты. Оно состоит из вертикально расположенных проушин, горизонтальных пластин и элементов анкеровки в железобетонном опорном контуре (см. рисунок 1). Все проушины запроектированы из листового проката сечением 400×40 для центральной проушины и 400×20 – для крайних. Из условия прочности проушин на смятие зона отверстия усилена боковыми накладками соответствующей толщины и формы.

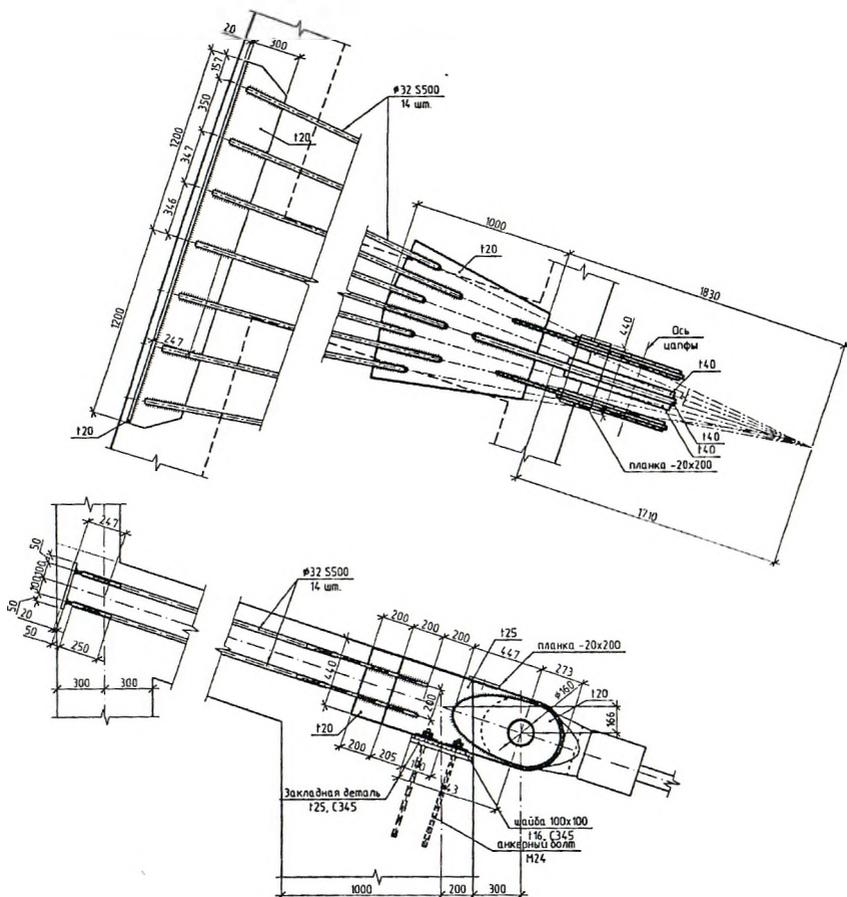


Рисунок 1 – Анкерное устройство несущей венты

### 3. Анализ напряженно-деформированного состояния проушины

#### 3.1. Исходные данные

Ввиду отсутствия указаний в действующем ТНПА [1] по расчету и конструированию анкерных устройств, так же как и требований по допускам и посадкам их компонентов при изготовлении и монтаже [2, 3], проектирование анкеров осуществлено на основе анализа результатов расчетов аналитическими и численными методами с использованием программных комплексов Femap/Nastran и Ansys.

Распределение расчетных усилий на каждую проушину анкера определено расчетом по плоской стержневой модели.

Используя данную модель, также проведены исследования по оценке влияния на расчетные усилия в проушинах сдвиговой жесткости цапфы и упругих деформаций проушин.

Последние зависят от длины участков проушин между осью цапфы и точкой объединения проушин в единый блок. Длина участка варьировалась от 0 до значения, при котором усилия в проушинах практически не зависели от длины участка (см. рисунок 2).

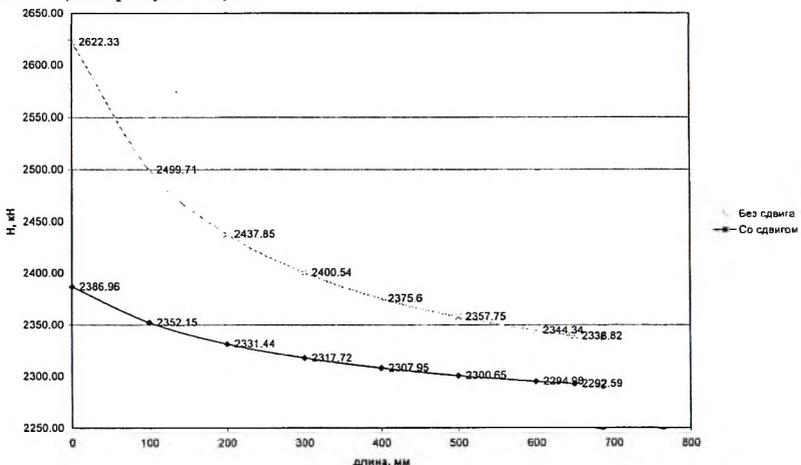


Рисунок 2 – Графики изменения продольного усилия в центральной проушине несущей ванты

Анализ результатов расчетов показывает, что при принятых размерах проушин учет их упругих деформаций приводит к изменению усилий по длине в диапазоне (4...11) %. С увеличением длины усилия уменьшаются в центральной проушине и увеличиваются в крайних проушинах. Близко по значению влияние учета сдвиговой жесткости цапфы (2...9) %.

Полученные результаты расчета позволили скорректировать расчетные усилия в неблагоприятную сторону, учитывая уникальность проектируемого сооружения. Ниже приведен анализ НДС для центральной проушины.

### 3.2. Определение максимальных растягивающих напряжений $\sigma_1$

#### А) Аналитический метод.

Теоретическими и экспериментальными исследованиями, выполненными применительно к шарнирным соединениям подъемно-транспортных машин, установлено, что наибольшие напряжения  $\sigma_1$  в ослабленном сечении поперек усилия могут быть определены по формуле [4]:

$$\sigma_1 = k_\alpha \frac{N}{(B-d)t} = 3.75 \frac{2.622}{(0.40-0.161) \cdot 0.12} = 342.8 \text{ МПа,}$$

где  $k_\alpha = f(B/d=2.5, \alpha_0=43^\circ) = 3.75$  – коэффициент концентрации напряжений, вычисленный по указаниям [4];

$N$  – усилие, приложенное к центральной проушине;

$B, t, d$  – ширина, толщина проушины и диаметр цапфы.

Следует отметить, что решение, приведенное в [4], строго говоря, не соответствует рассматриваемому случаю, так как в разработанном анкерном устройстве центр отверстия и центр внешней граничной окружности смещены относительно друг друга (расцентровка 53 мм), что является более благоприятным для работы проушины (снижение растягивающих напряжений  $\sigma_2$  по ослабленному сечению вдоль проушины).

Для уточнения принятого значения  $k_\alpha$  и для оценки влияния расцентровки на напряжения  $\sigma_1$ , проведен анализ распределения пиковых растягивающих напряжений по данному сечению в зависимости от угла касания поверхностей  $\alpha$  методом конечных элементов на программном комплексе ANSYS.

В модели принято, что давление цапфы на проушину неравномерно и распределено по треугольному закону («закон синуса») с максимальной ординатой равной:

$$q = \frac{N}{0.5 \cdot t \cdot d \cdot \sin \alpha_0}$$

Нагрузка  $q$  приложена нормально к поверхности отверстия проушины и ее равнодействующая равна  $N$ .

Анализируя полученные данные численного эксперимента, получена зависимость коэффициента концентрации напряжений  $k_\alpha$  от угла  $\alpha$ , которая приведена в таблице 1.

Таблица 1 – Коэффициент концентрации напряжений  $k_\alpha$

$\alpha^\circ$	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$k_\alpha$ – без расцентровки	3.765	3.575	3.643	3.772	3.576	3.657	3.797	3.868	3.704
$k_\alpha$ – с расцентровкой	3.338	3.349	3.352	3.362	3.376	3.385	3.408	3.424	3.444

В рассматриваемом конструктивном решении  $\alpha=2\alpha_0=2 \cdot 43^\circ=86^\circ$ , которому соответствует  $k_\alpha=3.418$ . Уточненное значение напряжения  $\sigma_1=312.5$  МПа отличается от значения, вычисленного аналитически, на 8.8% в меньшую сторону.

#### Б) Численный метод по плоской расчетной модели.

Передача усилия от цапфы на проушину моделировалась специальным контактным элементом GAP, что позволило, в том числе, определить площадку контакта между цапфой и проушиной. Расчет выполнен на двух пакетах КЭА: Ansys и Nastran. Результаты расчетов и их анализ приведены ниже.

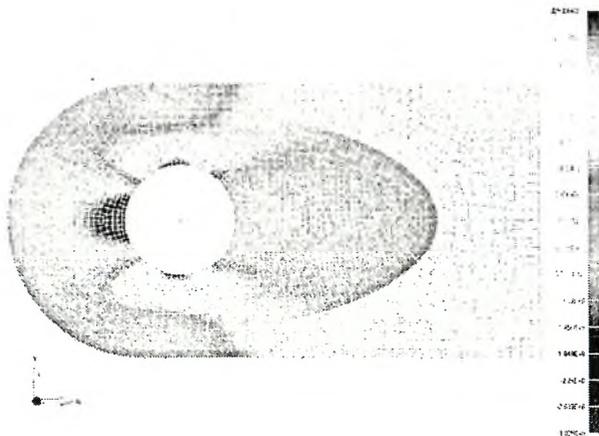


Рисунок 3 – Распределение нормальных напряжений  $\sigma_1$  (Nastran)

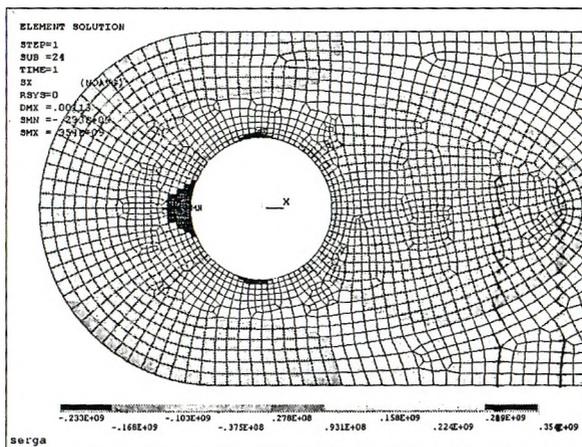


Рисунок 4 – Распределение нормальных напряжений  $\sigma_1$  (Ansys)

Анализируя распределение нормальных напряжений, отметим, что максимальные нормальные напряжения по ослабленному сечению, полученные с использованием Nastran  $\sigma_{1, Nas} = 325.3$  МПа, что меньше напряжений расчетом с использованием Ansys  $\sigma_{1, Ans} = 354$  МПа. Последнее значение ближе к результату, полученному аналитически по [4].

В) Численный метод по пространственной расчетной модели.

Геометрия модели, а также схема передачи нагрузки с цапфы на проушины полностью совпадают с предыдущим вариантом.

Расчет выполнен с использованием Nastran. Распределение нормальных напряжений вдоль продольной оси проушины приведено на рисунке 5.

Отметим, что максимальные напряжения ( $\sigma_{1,loc} = 280.2$  МПа) значительно ниже напряжений, полученных по плоской расчетной модели (расхождение 16.2 % и 26.4 % соответственно).

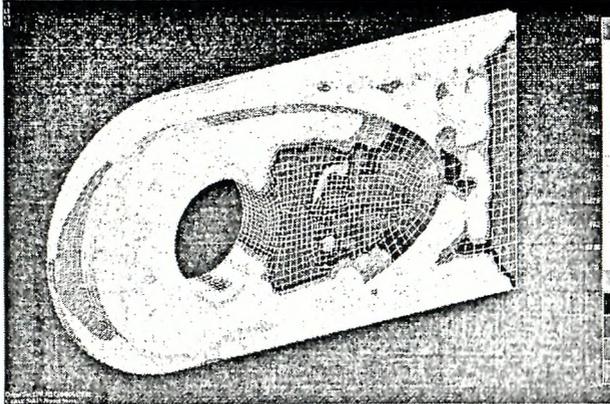


Рисунок 5 – Распределение нормальных напряжений  $\sigma_{loc,x}$  (Nastran)

### 3.3 Определение максимальных напряжений смятия по площадке контакта цапфа-проушина

А) По СНиП II-23-81\* при угле касания поверхностей  $90^\circ$ .

Максимальные напряжения смятия по поверхности отверстия, вычисленные по формуле [1]:

$$\sigma_{lp} = \frac{N_{cen}}{1.25 \cdot 0.5d \cdot t_{cen}} = \frac{2.622}{1.25 \cdot 0.5 \cdot 0.16 \cdot 0.12} = 218.5 \text{ МПа.}$$

Б) Численный метод по плоской расчетной модели.

Результаты расчета приведены на рисунках 3 и 4.

Максимальное напряжение смятия по контакту цапфа-проушина, полученное на комплексе Nastran  $\sigma_{lp, Nas} = 302.5$  МПа, на комплексе Ansys  $\sigma_{lp, Ans} = 233.3$  МПа, что больше аналитических значений, и в свою очередь свидетельствует о том, что внутренний угол площадки контакта меньше  $90^\circ$ , принятых в аналитическом решении.

### 3.4 Определение максимальных растягивающих напряжений с внешней стороны проушины в сечении, расположенном на оси симметрии

Аналитических решений в научно-технической литературе по этому вопросу не найдено, обнаружено, поэтому авторами выполнены численные исследования по указанным ранее моделям.

Результаты полученные на комплексах Nastran и Ansys имеют близкие значения: максимальные напряжения сжатия равны 182 МПа и 162 МПа соответственно, максимальные напряжения растяжения соответственно – 121 МПа и 118 МПа.

**4. Заключение.** 1. Напряженно-деформированные состояния проушин, установленные аналитическим и численными методами, близки по качественным и количественным показателям, что свидетельствует о достоверности принятых расчетных моделей и о напряженно-деформированном состоянии анкерного устройства в целом.

2. Расчетными критическими напряжениями, предопределяющими несущую способность проушин, являются напряжения  $\sigma_1$  в ослабленном поперечном сечении на внутренней поверхности отверстия. Коэффициент концентрации напряжений в этой зоне достигает значения 3.4–3.8.

3. Смещение центров отверстия и внешней граничной окружности проушин снижает продольные растягивающие напряжения  $\sigma_2$  до 25%.

4. Распределение и значения напряжений смятия по площадке контакта цапфа-проушина зависят от значения зазора между отверстием и цапфой, а также допусков на посадку. Регулирование напряжений смятия достигается приваркой к проушинам накладок определенного очертания.

#### **Список цитированных источников**

1. СНиП II-23-81\*. Стальные конструкции / Госстрой СССР. – ЦИТП Госстроя СССР 1991 – 96 с.

2. ТКП 45-5.04-121-2009(02250) Стальные строительные конструкции. Правила изготовления / Министерство архитектуры и строительства Республики Беларусь.

3. СНиП 3.03.01-87 Несущие и ограждающие конструкции / Госстрой СССР. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1988. – 192 с.

4. Ковальский, Б.С., Сороковенко Ф.Ф. Расчет проушин / Вестник машиностроения. – 1969. – №10.

УДК 624.072.327

## **ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ НАДЕЖНОСТЬ ГАЗООТВОДЯЩИХ ТРУБ.**

**Садох А.В.**

*Белорусский национальный технический университет, г. Минск*

**Введение.** Нормативный срок эксплуатации железобетонных и кирпичных дымовых труб составляет 50 лет. Однако в последние годы отмечается резкое повышение количества дымовых труб, пришедших в аварийное состояние. Нестабильный режим эксплуатации и перевод электростанций и котельных на непроектные режимы эксплуатации, имевшие место в последние 15-20 лет привели к ускоренному разрушению конструкций дымовых труб. Фактически уже через 15-30 лет, отдельных – через 5-10 лет, эксплуатации дымовые трубы приходят в аварийно-опасное состояние или, как минимум, требуют капитального ремонта или реконструкции.