

УДК 539.3

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ДИСКОВ СИЛОВОГО КАРКАСА МАГНИТНОЙ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОФИЗИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Л.В.Автономова, В.Л.Хавин

Национальный технический университет "ХПИ", Харьков, Украина

The stress-strain analysis of the disk of power flame magnetic system electro-physical plant was investigated by the finite element method with the object of receipt the nice calculation. The flagrant solution was considered for the whole disk and more accurate solution was considered for definition of concentration of stress in the region of the orifice under the sprig.

Одной из составных частей магнитной системы электрофизической установки является силовой каркас, воспринимающий действующие пондеромоторные нагрузки. Силовым каркасом установки является пространственная конструкция, состоящая из двух стальных дисков, соединенных между собой по периферии шестнадцатью наклонными силовыми талрепами. Расчет НДС такой конструкции представляет собой сложную пространственную задачу. В связи с этим целесообразно разбить задачу на две независимые: определение НДС от сил, действующих в плоскости дисков силового каркаса, и от сил, действующих перпендикулярно их плоскости.

Диски силового каркаса (рис. 1) представляют собой стальные плиты с периодически радиально расположенными отверстиями. По внешнему контуру плита жестко оперта в восьми точках, так как перемещения, обусловленные податливостью талрепов, на НДС плиты практически не влияют, то это позволяет при нахождении решения исключить перемещения плиты как абсолютно жесткого тела.

Диски воспринимают радиальные силы от блоков обмотки тороидального поля. На каждый диск действуют тридцать две опорные реакции, распределенные по периметру соответственно тридцати двух отверстий под штифты, расположенных симметрично относительно оси диска. При расчете напряженно-деформированного состояния силового диска вводится допущение, что модель имеет постоянную толщину, что позволяет решать плоскую задачу теории упругости.

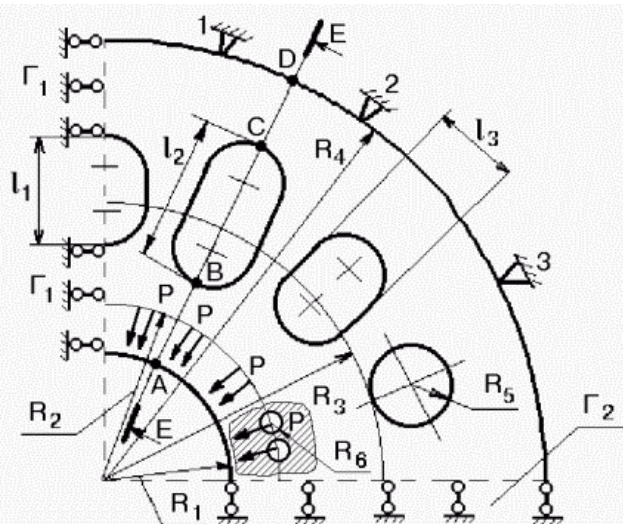


Рис. 1. Схема четверти силового каркаса конструкции магнитной системы.

Задача решается методом конечных элементов, позволяющим представить сплошное тело в виде совокупности отдельных конечных элементов, взаимодействующих между собой в конечном числе узловых точек, к которым прикладываются некоторые фиктивные усилия взаимодействия, характеризующие действие распределенных внутренних напряжений, приложенных вдоль реальных границ стыковки смежных элементов. Проблема сводится к расчету упругой системы с конечным числом степеней свободы. Замена исходной конструкции совокупностью дискретных элементов подразумевает равенство энергий конструкции и ее дискретной модели. Однако элементы реальной конструкции имеют вдоль своей границы непрерывные связи со смежными элементами, следовательно при построении дискретной модели необходимо делать некоторые априорные предположения о характере силового или кинематического взаимодействия между смежными элементами. Отсюда вытекает, что дискретная модель будет лишь приближенно отражать поведение исходной конструкции.

Метод конечных элементов реализуется в варианте метода перемещений. За основные неизвестные приняты приращения координат узлов от их текущих значений, то есть перемещения. Перемещения узловых точек $\{w\}$ на шаге нагружения определяются в результате решения системы линейных алгебраических уравнений вида $\{F\} = [C] \{w\}$, где $\{w\}$ – N-мерный вектор перемещения узлов конечноэлементной сетки на шаге нагружения; $[C]$ – матрица жесткости системы, строится суммированием матриц жесткости отдельных конечных элементов, которые содержат коэффициенты соотношения между вектором узловых реакций и вектором узловых перемещений.

Для получения достаточно точного решения в силу сложной геометрии, наличия системы отверстий, необходимо разбиение с плотной сеткой конечных элементов со сгущением в зоне концентрации напряжений возле

отверстий. В силу циклической симметричности конструкции и действующих нагрузок рассматривается одна четвертая часть плиты, покрытая сеткой, содержащей 1525 узлов, на границах Γ_1 и Γ_2 – шарнирное опирание, то есть $u/\Gamma_1 = 0$ и $v/\Gamma_2 = 0$, в узлах 1,2,3 – $u_i = v_i = 0$; $i = 1,3$ (см. рис. 1).

В первом приближении влияние отверстий радиуса R_6 на НДС плиты сведено к действию сосредоточенных сил F . Геометрические размеры для стальной плиты с модулем упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа и коэффициентом Пуассона $\mu = 0,23$ приведены в таблице. Суммарная нагрузка в радиальном направлении $\sum F_i = 24 \cdot 10^5$ Н; $i = 1,8$.

Геометрические размеры детали, см

R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	R_6	l_1	l_2	l_3
103,5	116	170	261	20	3,5	60	66	40

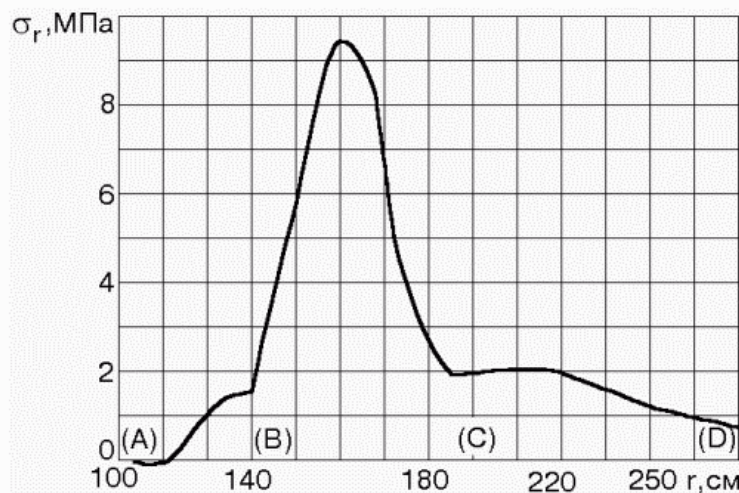


Рис. 2. Распределение радиальных напряжений в сечении E–E.

На рис. 2 приведено распределение радиальных упругих напряжений σ_r в сечении E-E. Анализ полученных результатов показывает, что напряжения σ_r являются знакопеременными, максимальные растягивающие напряжения достигаются вблизи отверстий диска, области сжатия диска соответствует кольцевой участок плиты, расположенный между центральным отверстием и окружностью, проходящей через узлы приложения внешних нагрузок. По оси абсцисс, кроме участков, лежащих в плоскости сечения АВ и CD, показан участок ВС, соответствующих поверхности отверстия под проводники, свободного от нагрузки. Эти отверстия также являются концентраторами напряжений, вблизи них наблюдаются наибольшие растягивающие напряжения. Величина напряжений в элементах, расположенных на расстоянии R_3 от оси плиты вблизи отверстий, в 5–6 раз превышают напряжения в других

областях плиты и достигают $\sigma_r \approx 20$ МПа.

С целью повышения точности расчетов НДС вблизи штифтовых отверстий радиуса R_6 далее рассматривалась 1/16 часть диска, на которую накладывалась неравномерная сетка со значительным сгущением между отверстиями, включающая 1264 узла. При решении задачи учитывалось, что сосредоточенная радиальная сила $F = 3 \cdot 10^5$ Н распределена по контуру отверстия, в котором закрепляется клиновое устройство, и направлена по нормали к поверхности отверстия радиуса R_6 .

На рис. 3 приведено распределение радиальных σ_r и тангенциальных σ_θ напряжений вдоль окружности штифтового отверстия в зависимости от угла (см. выделенную область на рис. 1).

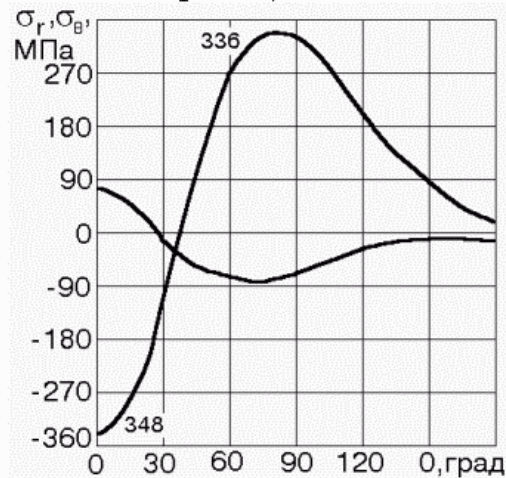


Рис. 3. Распределение напряжений вдоль контура штифтового отверстия.

Из полученных результатов следует, что области радиального сжатия соответствует 1/6 части отверстия R_6 ($\theta < 30^\circ$), а остальная область испытывает растяжение. При это максимальная величина радиального напряжения при сжатии и растяжении примерно одинакова: $-348 \leq \sigma_r \leq 336$ МПа а достигается максимум при $\theta = 0^\circ$ – сжатие, $\theta = 90^\circ$ – растяжение. Область в промежутке между штифтовыми отверстиями является зоной с наибольшей концентрацией напряжений в плите. Максимальные значения напряжений достигаются на границах отверстий: $-342 \leq \sigma_r \leq 336$ МПа, $-68 \leq \sigma_\theta \leq 71$ МПа и превышают соответствующие напряжения в центре промежутка в 1,7 раза.

Полученные результаты позволяют сделать вывод о возможности возникновения (при данной толщине диска) явления текучести в зоне между отверстиями, так как к указанным выше напряжениям еще будут добавляться напряжения изгиба диска силами, перпендикулярными его плоскости, но эти

напряжения на порядок меньше (так как изгибающие усилия на порядок меньше усилий в плоскости диска).

Поступила в редколлегию 03.09.2001

УДК 629.11.012

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ И ДЕФОРМАЦИЙ В СОСТАВНОМ КОЛЕСЕ ЭЛЕКТРОВАГОНА ПРИ СБОРКЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОМБИНИРОВАННОГО ТЕРМИЧЕСКОГО СПОСОБА

А.Г.Андреев, В.Н.Иванова, И.Л.Оборский, А.В.Щепкин

Национальный технический университет "ХПИ", Харьков; Киевский государственный университет технологии и дизайна, Украина

On the basis of the available experimental data the systematic numerical research of one piece rolled railroad car wheel were made using technological heating by induction-heating devices which allowed the establishment of the laws of the stress-strain state of the wheel set elements, during its thermal assembly.

Объектом исследования является составное спицевое колесо электровагона подвижного состава железнодорожного транспорта. Колесо (рис. 1) включает бандаж и центр, которые соединяются посадкой с натягом 1,0 — 1,4 мм. Первоначально согласно технической документации предполагалось использовать натяг в интервале 0,5 — 1,4 мм. Однако процесс эксплуатации показал низкую статическую и эксплуатационную прочность соединений, что привело к необходимости увеличения минимального значения натяга. Однако и в этом случае при резких и длительных сдвигах при трогании поезда, при переходах по стрелках и, особенно часто, при торможении наблюдались случаи сдвига бандажа относительно центра, что может привести к аварийной ситуации.

Поэтому актуальным является разработка мер для обеспечения высоких эксплуатационных характеристик колеса, таких как модернизация его конструкции, разработка более прогрессивной технологии формирования посадок с натягом с использованием комбинированного термического способа с нагревом бандажа и низкотемпературным охлаждением центра в среде жидкого азота. Следует отметить, что в литературе отсутствуют данные о напряженно-деформированном состоянии составного колеса, что требует восполнения существующего пробела.

В качестве метода расчетного исследования напряженно-деформированного состояния элементов колеса принят МКЭ [1] с использованием программного комплекса COSMOS. Были созданы расчетные конечноэлемен-