

Д.В.ДАНИЛОВ, студент, НТУ «ХПИ»;

А.Г.АНДРЕЕВ, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПИ»

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРОФИЛЬНЫХ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ТЕМПЕРАТУР

Предметом дослідження в даній роботі є порівняльний аналіз різноманітних варіантів реалізації з'єднань з натягом, що знаходяться під дією температур. Метою роботи є виявлення критичних значень змін температури деталей, сполучених між собою та, на основі цих даних, визначення оптимального варіанту з'єднання.

Ключові слова: з'єднання з натягом, температура, профільні з'єднання.

Предметом исследования в данной работе является сравнительный анализ различных вариантов реализации соединений с натягом, которые находятся под действием температур. Целью работы является выявление критических значений изменений температуры деталей, соединенных между собой и, на основе этих данных, определение оптимального варианта соединения.

Ключевые слова: соединение с натягом, температура, профильные соединения.

In the given work the object of research is a comparative analysis of various variants of implementation pressure coupling which are under the influence of temperature. The work purpose is to identify critical values of the temperature change of the details connected among themselves and, on the basis of these data, determination of optimal variant of connection.

Keywords: pressure coupling, temperature, profile connections.

Вступлення. Соединение с натягом считается одним из наиболее распространенных в строительстве и машиностроении напряженных соединений, в ряде случаев замещающих болтовые и заклепочные соединения, частично шпоночные и шлицевые. Основной целью исследования является сравнительный анализ разнообразных, наиболее распространенных в инженерной практике вариантов реализации соединений с натягом, которые находятся под действием температур.

Постановка задачі. В данной работе проводится исследование 15 вариантов профильных соединений с натягом, цель которого – нахождение критических значений изменения температуры деталей, соединенных между собой. Критическими значениями изменения температуры считаются такие, которые приводят к исчезновению контактного давления между соединенными деталями, изготовленными из материалов с различными коэффициентами теплового расширения (в данном исследовании рассматривалось два материала – сталь 40Х и медь М1Ф). Предполагается, что величина изменения температуры – это разница между температурой деталей, при которой произошла потеря контактного давления, и начальной температурой. Начальной температурой считается такая, при

которой величина натяга соответствует общепринятой для всех 15-ти вариантов, то есть 0,12 мм. Исчезновение контактного давления является опасным с точки зрения надежности соединения деталей, поэтому изучение этой проблемы является важным и актуальным. Варианты профильных соединений изображены на рис. 1-15. Геометрические размеры приведены в табл. 1, характеристики материалов – в табл. 2.

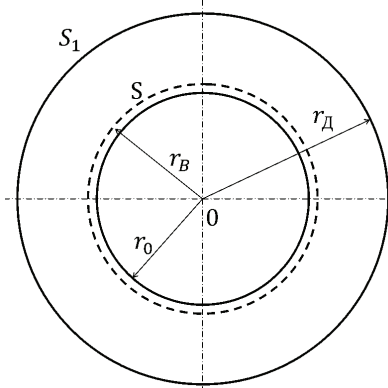


Рисунок 1 – Первый вариант

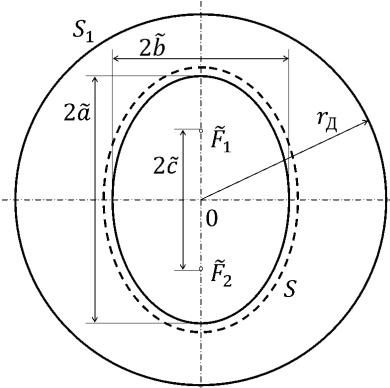


Рисунок 2 – Второй вариант

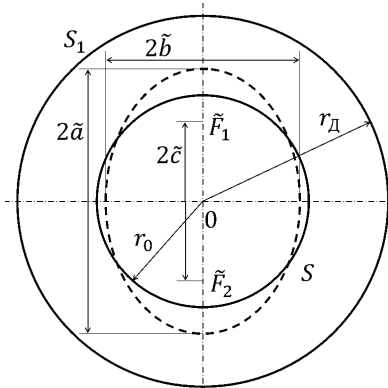


Рисунок 3 – Третий вариант

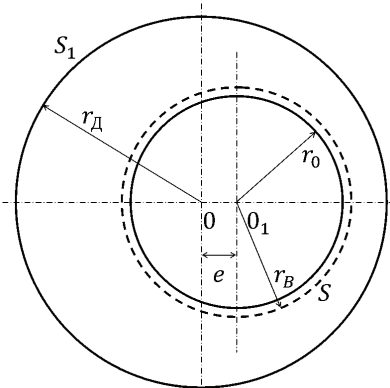


Рисунок 4 – Четвертый вариант

Для сравнительного анализа профильных соединений придерживались следующих условий: во всех видах соединений предполагается равенство внешних периметров втулок S_1 , равенство периметров посадочных поверхностей $2S_2$ и S , равенство усредненных значений величин натяга $\delta = 0,12$ мм.

Профильные соединения характеризуются достаточно равномерным распределением напряжений по периметру зоны сопряжения вала и втулки, что позволяет рассматривать НДС такого соединения как плоское напряженное состояние.

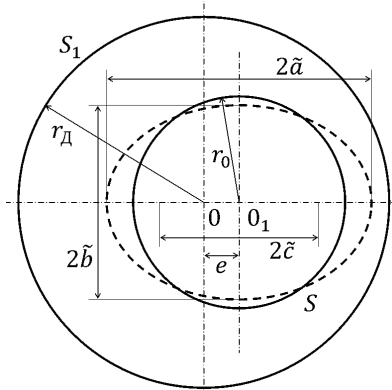


Рисунок 5 – Пятый вариант

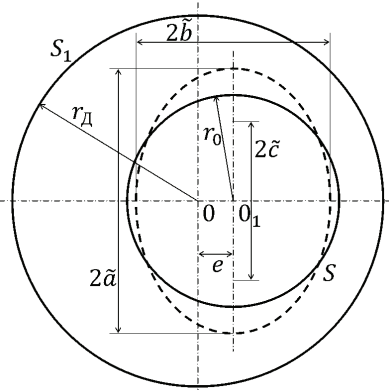


Рисунок 6 – Шестой вариант

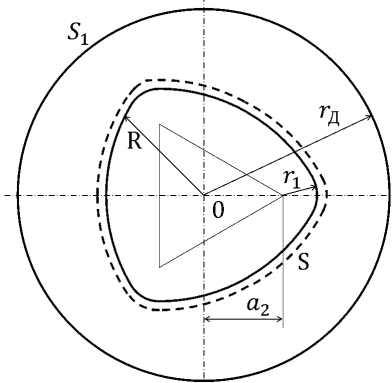


Рисунок 7 – Седьмой вариант

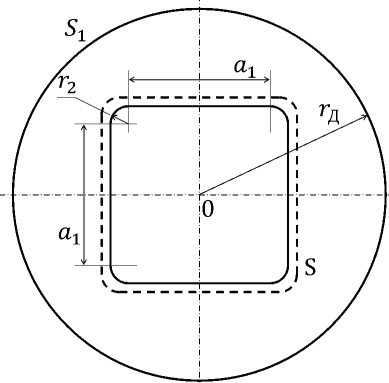


Рисунок 8 – Восьмой вариант

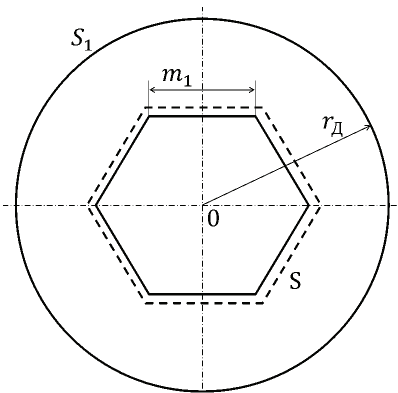


Рисунок 9 – Девятый вариант

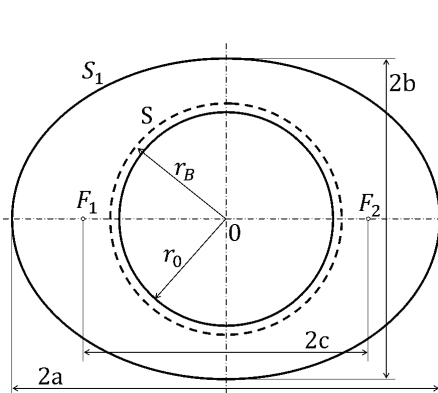


Рисунок 10 – Десятый вариант

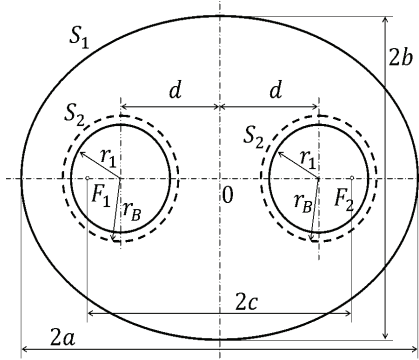


Рисунок 11 – Одиннадцатый вариант

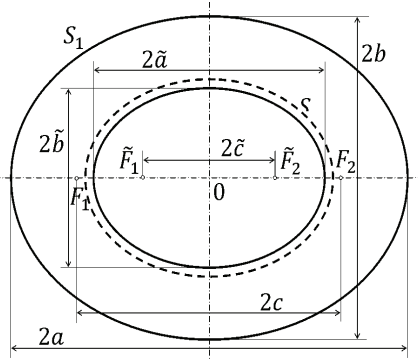


Рисунок 12 – Двенадцатый вариант

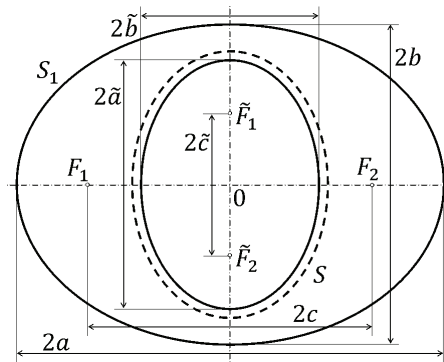


Рисунок 13 – Тринадцатый вариант

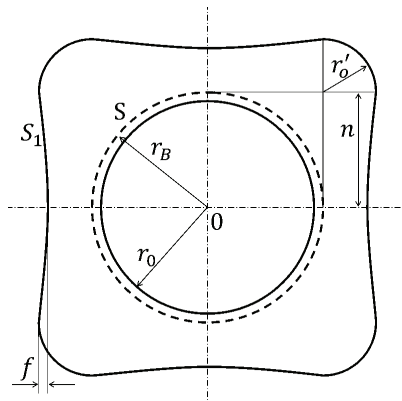


Рисунок 14 – Четырнадцатый вариант

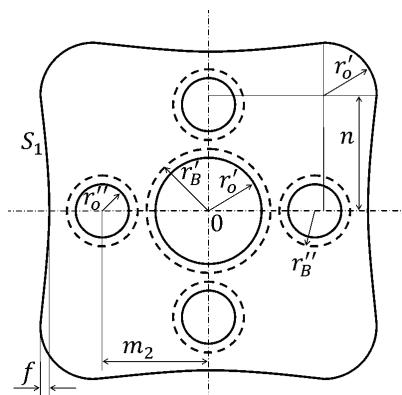


Рисунок 15 – Пятнадцатый вариант

Таблица 1 – Геометрические размеры профильных соединений с натягом

Название геометрического параметра	значение, [мм]
1	2
Радиус большого круглого отверстия r_0	62
Внешний радиус круглой втулки r_d	110
Периметр зоны контакта $S = 2 S_2$	390
Внешний периметр втулки S_1	691
Большая полуось большого эллипса (втулки) a	122
Малая полуось большого эллипса (втулки) b	97
Расстояние от центра большого эллипса (втулки) до фокуса c	74
Большая полуось малого эллипса (вала) \tilde{a}	69
Малая полуось малого эллипса (вала) \tilde{b}	55
Расстояние от центра малого эллипса (вала) до фокуса \tilde{c}	42
Величина эксцентриситета e	20
Расстояние от центра до вершин вспомогательного треугольника a_2	48
Большой радиус криволинейного треугольника R	102
Малый радиус криволинейного треугольника r_1	18
Малый радиус криволинейного квадрата (вала) r_2	14
Длина прямой стороны криволинейного квадрата (вала) a_1	75
Длина стороны шестиугольника m_1	65
Радиус среднего круглого отверстия $r_1 = r'_0$	30
Расстояние от центра большого эллипса (втулки) до центра среднего отверстия d	60
Большой радиус криволинейного квадрата (втулки) r'_0	30
Величина прогиба криволинейного квадрата (втулки) f	5
Длина изогнутой стороны криволинейного квадрата (втулки) n	63
Радиус малого круглого отверстия r''_0	20
Расстояние от центра криволинейного квадрата (втулки) до центра малого отверстия m_2	60

Таблица 2 – Характеристики материалов

Название физического параметра	Значение для стали 40Х	Значение для меди М1Ф
Модуль Юнга E , [МПа]	$2,1 \cdot 10^5$	$1,1 \cdot 10^5$
Коэффициент Пуассона ν	0,3	0,35
Плотность ρ , [кг/м ³]	7800	8920
Коэффициент теплового расширения α , [K ⁻¹]	$11,7 \cdot 10^{-6}$	$16,5 \cdot 10^{-6}$
Предел текучести σ_T , [МПа]	785	300
Предел прочности σ_B , [МПа]	980	400
Коэффициент трения μ	0,15	0,18

В ходе работы с целью минимизации времени проведения одного расчета по возможности рассматривалась наименьшая представительская часть

симметричной конструкции с применением граничных условий симметричного закрепления.

Теоретические основы МКЭ для расчета НДС профильных соединений с натягом, реализованных в ПК ANSYS. Поставленная задача моделировалась с помощью МКЭ в ПК ANSYS. Для решения проблемы использовался стандартный конечный элемент программного пакета – плоский восьми узловой прямоугольный элемент, PLANE 82, который имеет две степени свободы в каждом узле. Реализация контактной деформируемой поверхности (для двумерной постановки задачи) требует создания на этой поверхности контактных элементов CONTA172 и целевых элементов TARGE 169, отвечающих первым. Решение задачи МКЭ приводит к системе линейных алгебраических уравнений:

$$[K]\{U\} = \{F\}, \quad (1)$$

где $[K]$ – матрица жесткости тела, состоящая из матриц жесткости конечных элементов, $\{U\}$ – вектор-столбец узловых перемещений, $\{F\}$ – вектор приведенной внешней нагрузки.

Полученные результаты и их анализ. В результате исследования были получены критические значения изменения температуры деталей 15-ти вариантов соединений, находящихся под действием температурных нагрузок. Ниже представлены полученные результаты в виде табл. 3. В ней вторая строка содержит критические значения изменения температуры деталей, когда материал вала – сталь, втулки – медь; а шестая строка – соответственно наоборот. Так же приведены рисунки с суммарными перемещениями и эквивалентными напряжениями, соответствующие этим критическим значениям. Расшифровку их нумерации можно видеть в табл. 3. Так как при критических значениях контактное давление между сопрягаемыми деталями отсутствует, рисунки с давлением опущены ввиду их однообразности и не информативности.

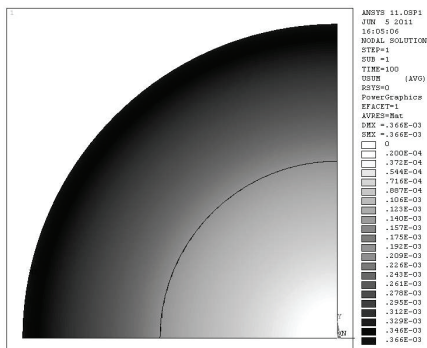


Рисунок 16 – Первый вариант

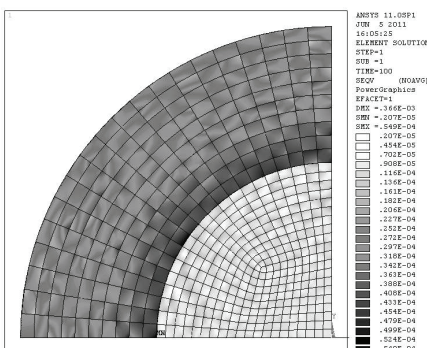


Рисунок 17 – Первый вариант

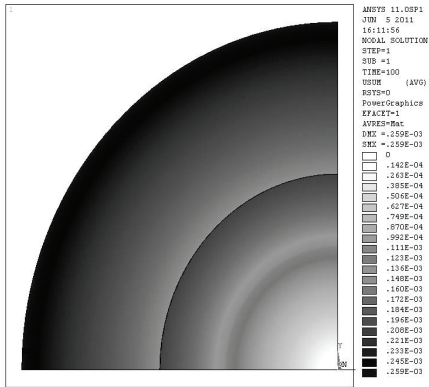


Рисунок 18 – Первый вариант

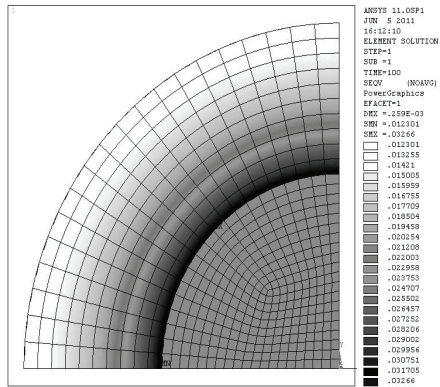


Рисунок 19 – Первый вариант

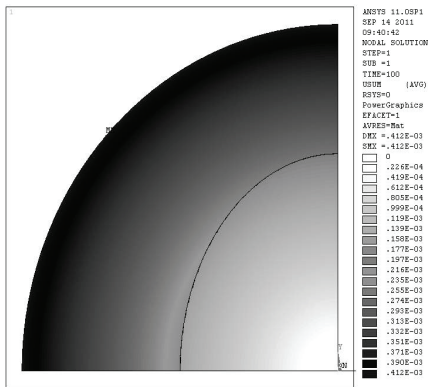


Рисунок 20 – Второй вариант

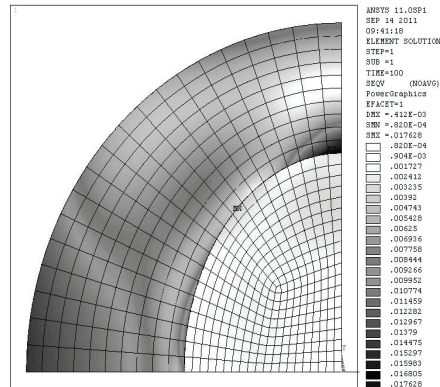


Рисунок 21 – Второй вариант

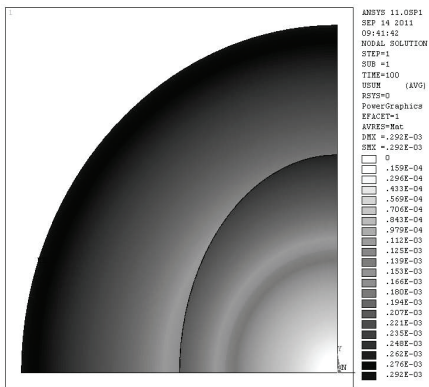


Рисунок 22 – Второй вариант

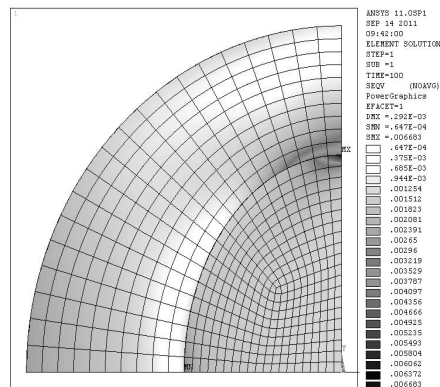


Рисунок 23 – Второй вариант

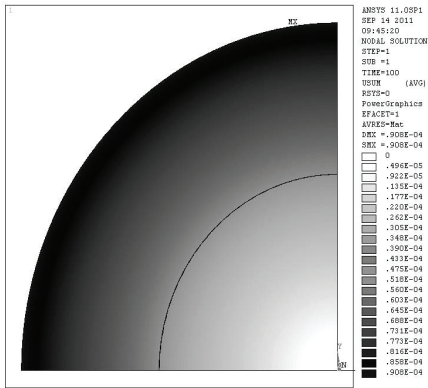


Рисунок 24 – Третий вариант

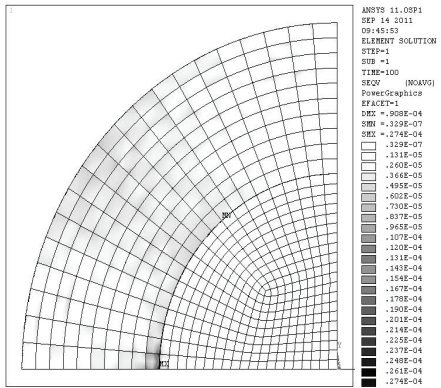


Рисунок 25 – Третий вариант

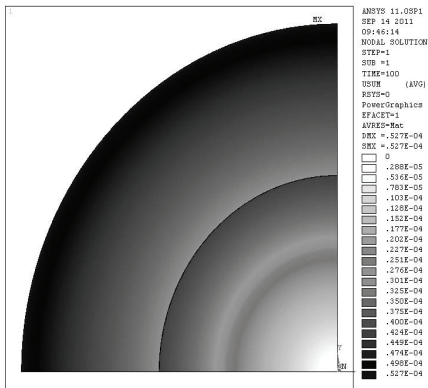


Рисунок 26 – Третий вариант

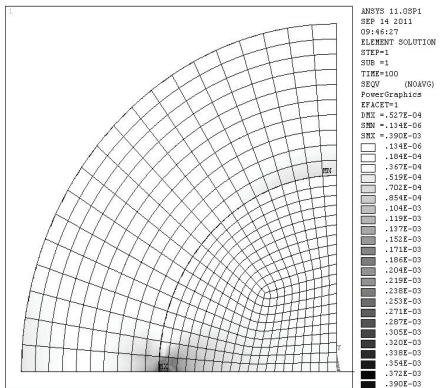


Рисунок 27 – Третий вариант

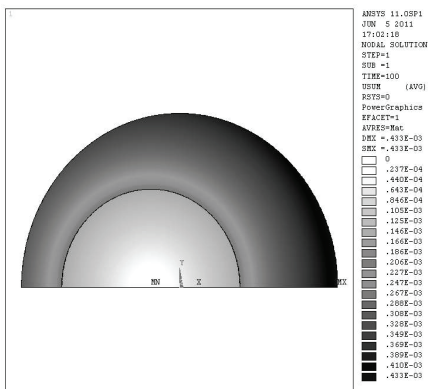


Рисунок 28 – Четвертый вариант

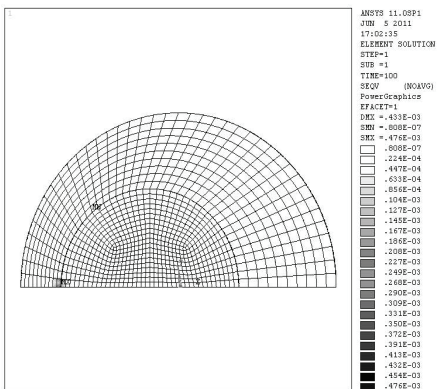


Рисунок 29 – Четвертый вариант

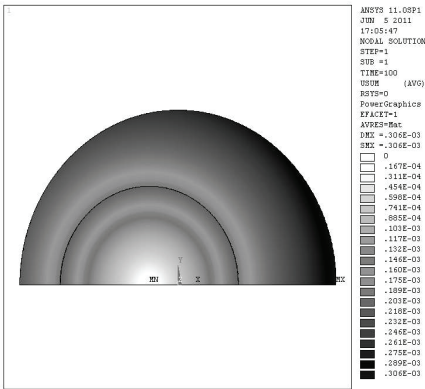


Рисунок 30 – Четвертый вариант

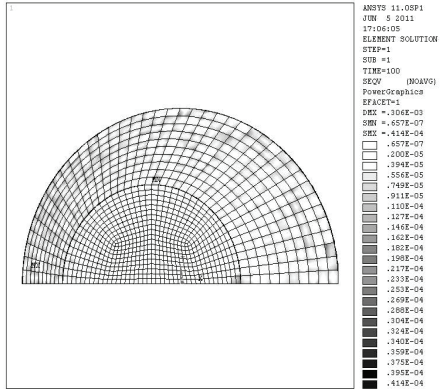


Рисунок 31 – Четвертый вариант

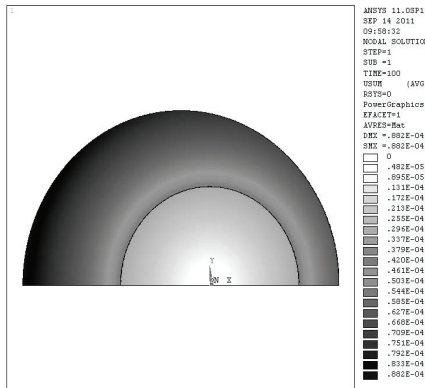


Рисунок 32 – Пятый вариант

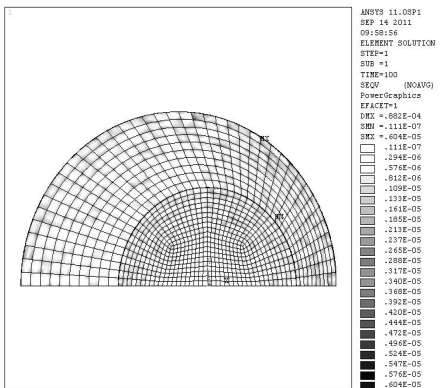


Рисунок 33 – Пятый вариант

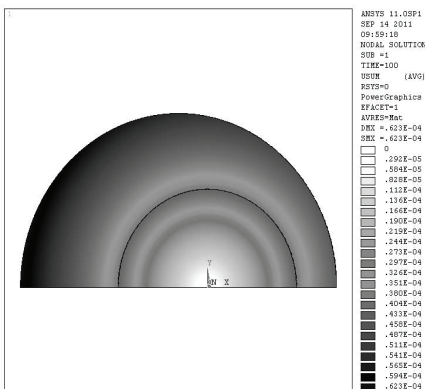


Рисунок 34 – Пятый вариант

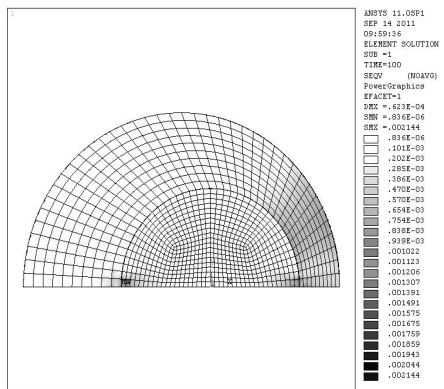


Рисунок 35 – Пятый вариант

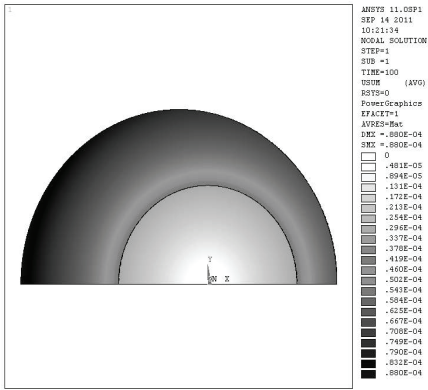


Рисунок 36 – Шестой вариант

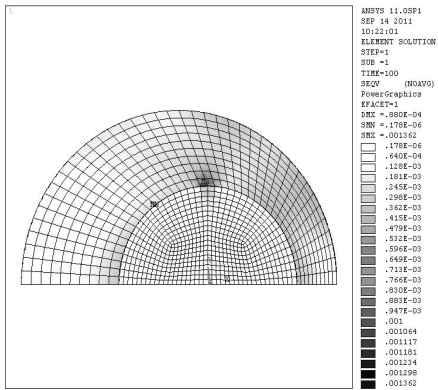


Рисунок 37 – Шестой вариант

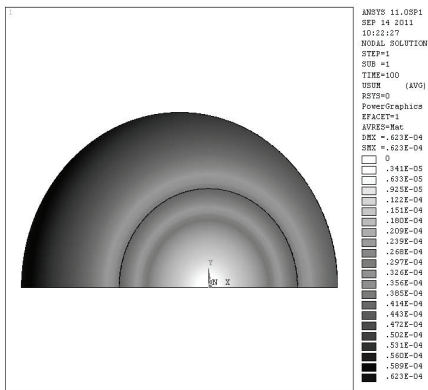


Рисунок 38 – Шестой вариант

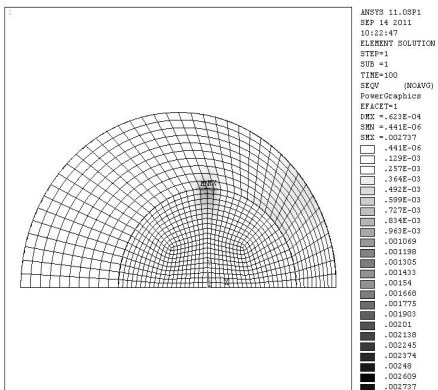


Рисунок 39 – Шестой вариант

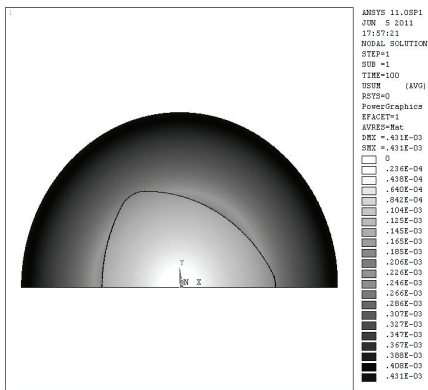


Рисунок 40 – Седьмой вариант

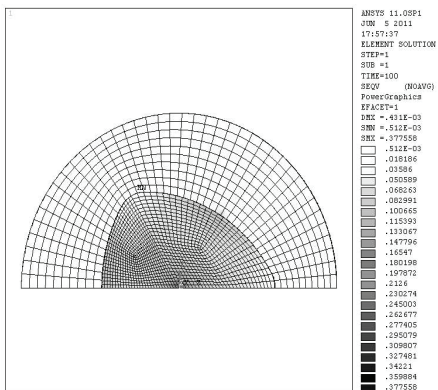


Рисунок 41 – Седьмой вариант

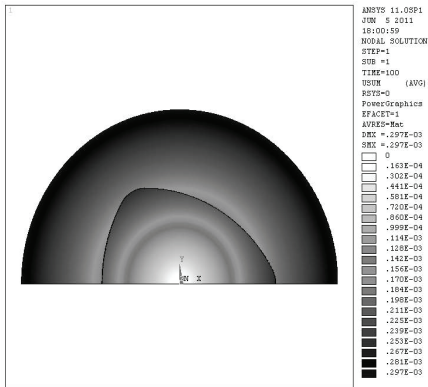


Рисунок 42 – Седьмой вариант

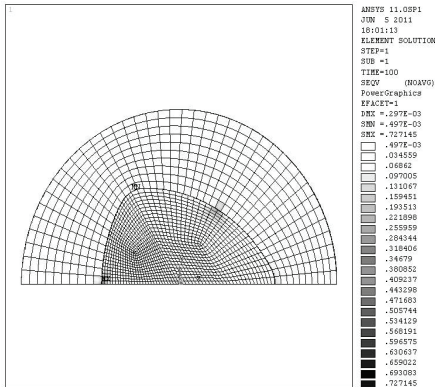


Рисунок 43 – Седьмой вариант

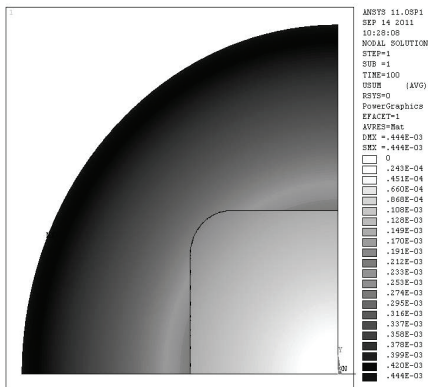


Рисунок 44 – Восьмой вариант

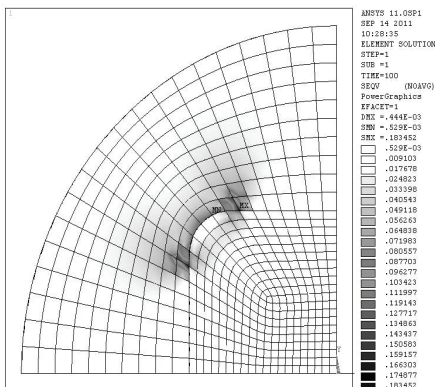


Рисунок 45 – Восьмой вариант

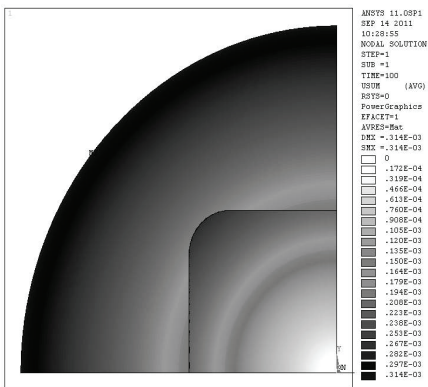


Рисунок 46 – Восьмой вариант

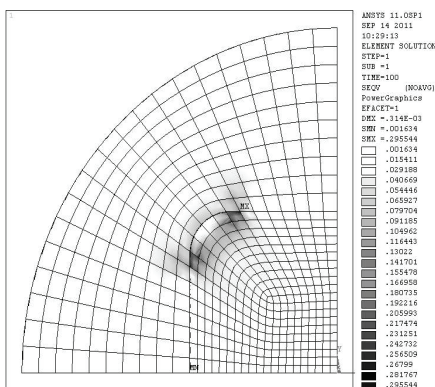


Рисунок 47 – Восьмой вариант

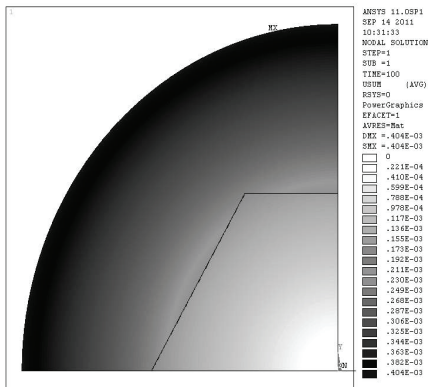


Рисунок 48 – Девятый вариант

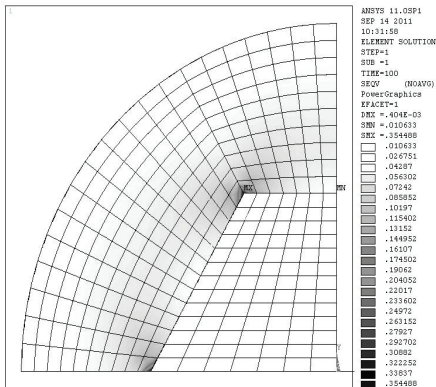


Рисунок 49 – Девятый вариант

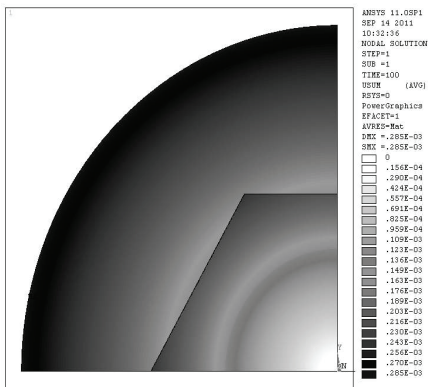


Рисунок 50 – Девятый вариант

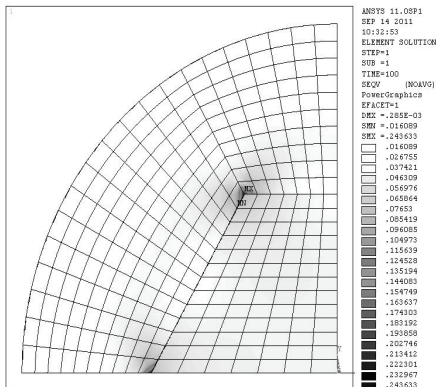


Рисунок 51 – Девятый вариант

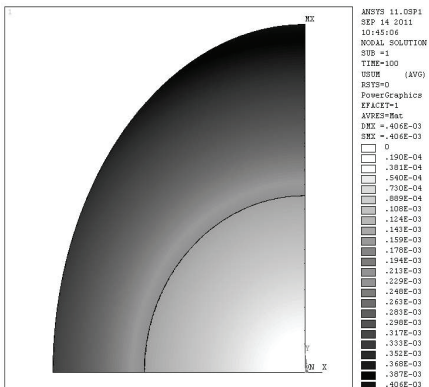


Рисунок 52 – Десятый вариант

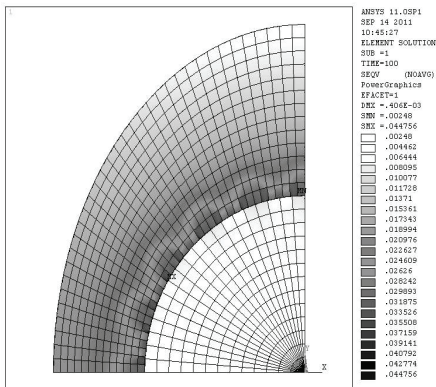


Рисунок 53 – Десятый вариант

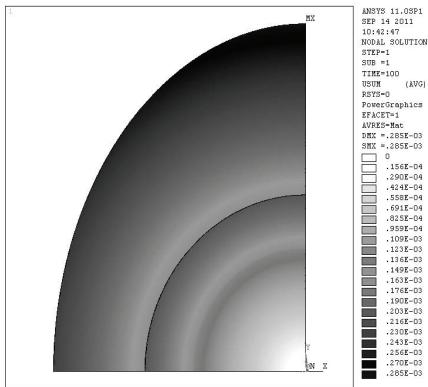


Рисунок 54 – Десятый вариант

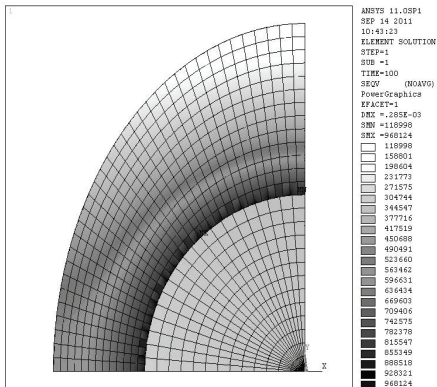


Рисунок 55 – Десятый вариант

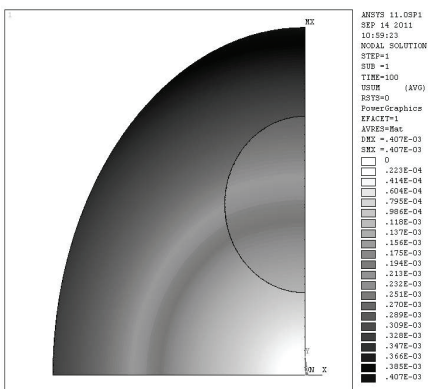


Рисунок 56 – Одиннадцатый вариант

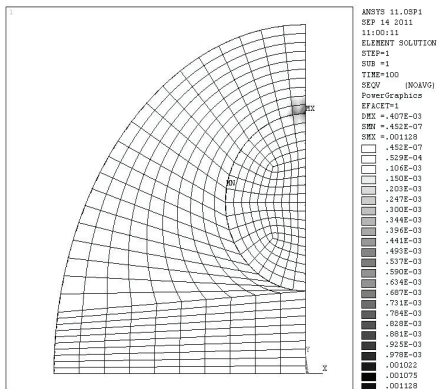


Рисунок 57 – Одиннадцатый вариант

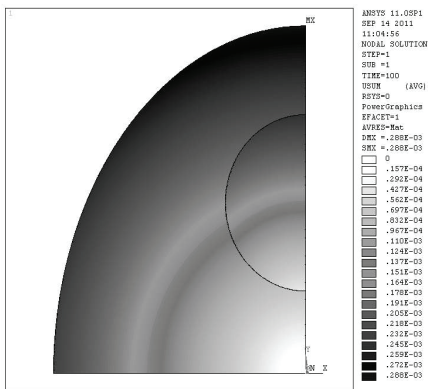


Рисунок 58 – Одиннадцатый вариант

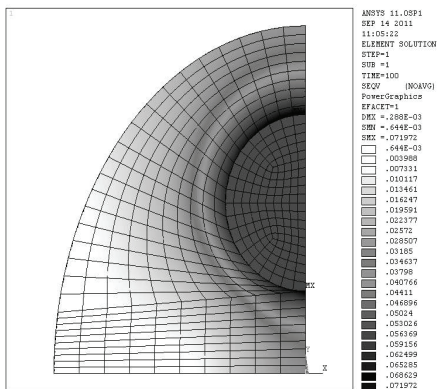


Рисунок 59 – Одиннадцатый вариант

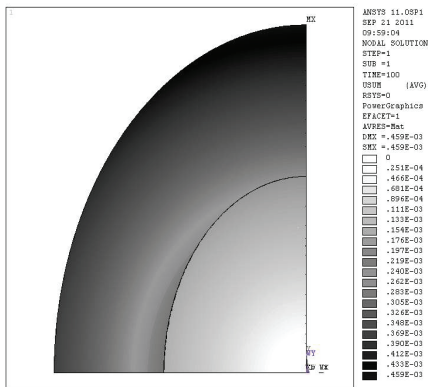


Рисунок 60 – Двенадцатый вариант

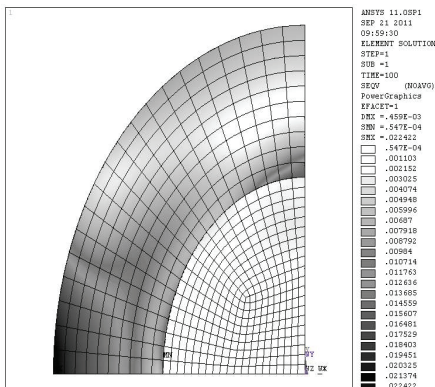


Рисунок 61 – Двенадцатый вариант

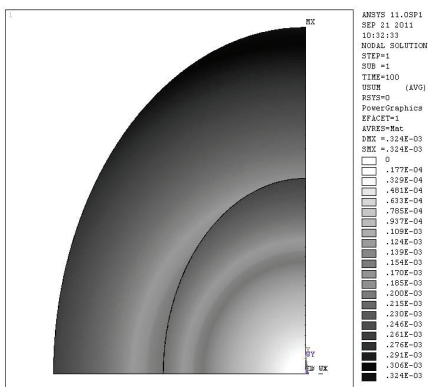


Рисунок 62 – Двенадцатый вариант

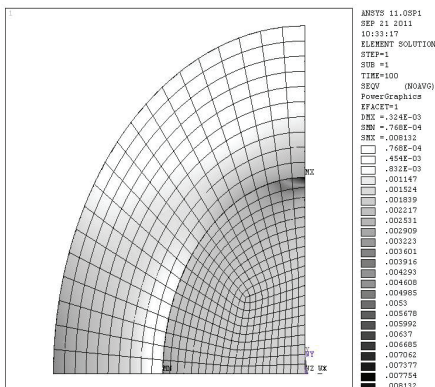


Рисунок 63 – Двенадцатый вариант

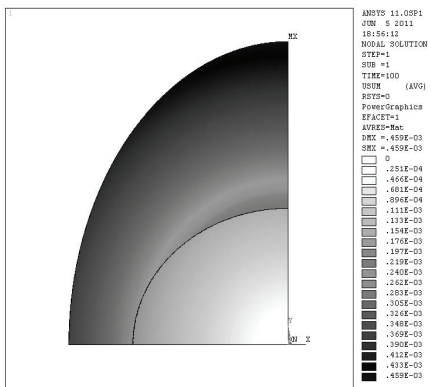


Рисунок 64 – Тринадцатый вариант

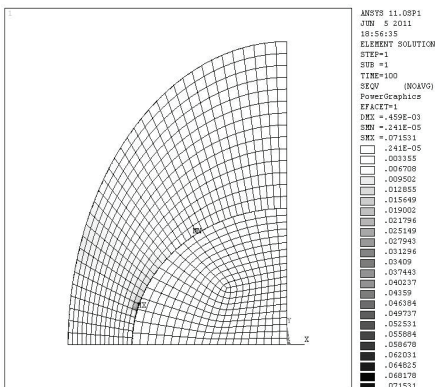


Рисунок 65 – Тринадцатый вариант

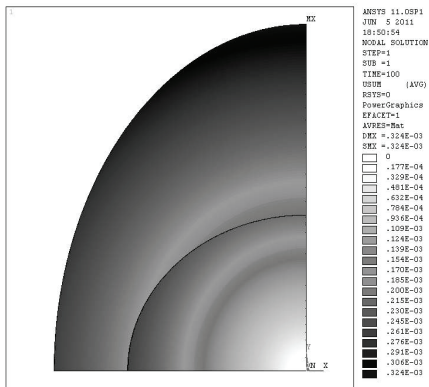


Рисунок 66 – Тринадцатый вариант

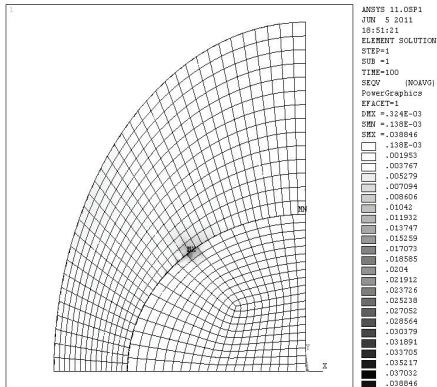


Рисунок 67 – Тринадцатый вариант

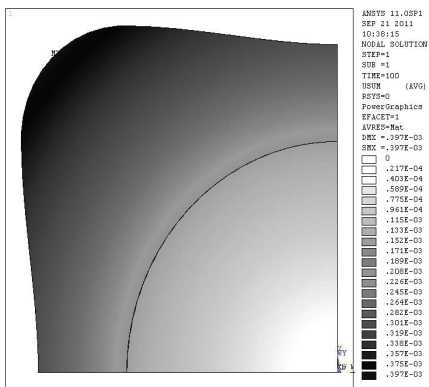


Рисунок 68 – Четырнадцатый вариант

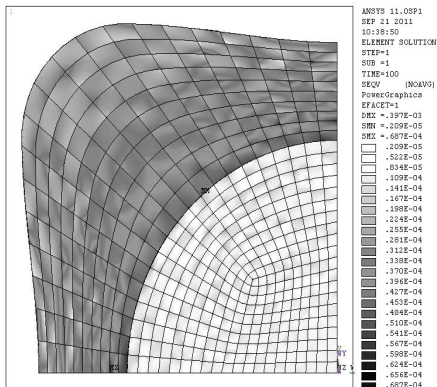


Рисунок 69 – Четырнадцатый вариант

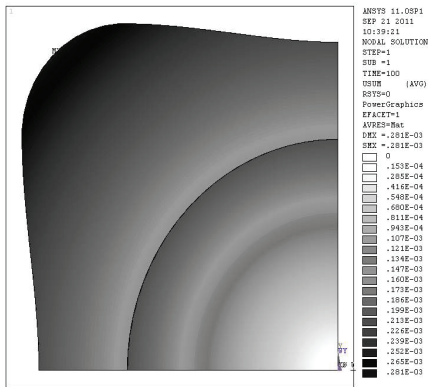


Рисунок 70 – Четырнадцатый вариант

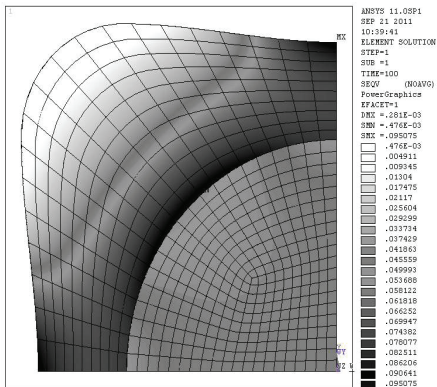


Рисунок 71 – Четырнадцатый вариант

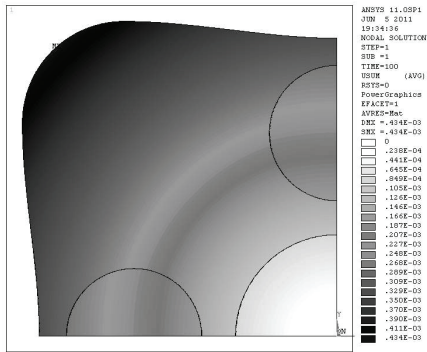


Рисунок 72 – Пятнадцатый вариант

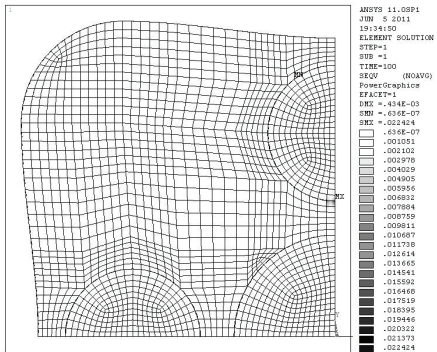


Рисунок 73 – Пятнадцатый вариант

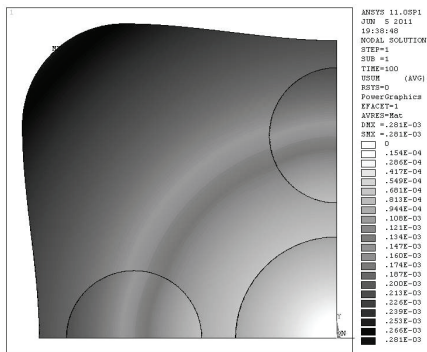


Рисунок 74 – Пятнадцатый вариант

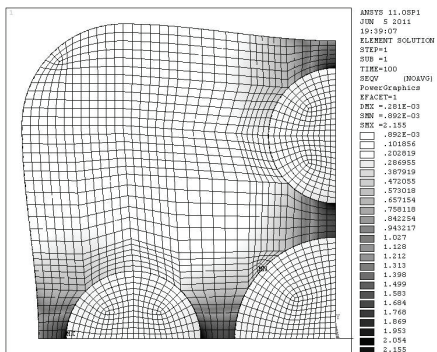


Рисунок 75 – Пятнадцатый вариант

Таблица 3 – Основные результаты исследования

Вариант соединения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Критические значения изменения температуры деталей (сталь-медь) $\Delta T, [^{\circ}C]$	+201,55	+226,8	+50	+201,61	+41,1	+41	+235,9	+244,3	+222	+201,2	+201,6	+227	+227	+202	+220,7
Характеристики НДС	Номера рисунков														
Суммарные перемещения, [мм]	16	20	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60	64	68	72
Эквивалентные напряжения, [МПа]	17	21	25	29	33	37	41	45	49	53	57	61	65	69	73
Критические значения изменения температуры деталей (медь-сталь) $\Delta T, [^{\circ}C]$	-201,55	-226,8	-40,98	-201,52	-41	-41	-231,4	-244,3	-222	-201,2	-201,6	-226,8	-226,8	-202	-202
Характеристики НДС	Номера рисунков														
Суммарные перемещения, [мм]	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	58	62	66	70	74
Эквивалентные напряжения, [МПа]	19	23	27	31	35	39	43	47	51	55	59	63	67	71	75

Выводы. В результате исследования были найдены критические значения изменения температуры деталей 15-ти вариантов профильных соединений с натягом. На основе этих данных проведен сравнительный анализ, который определил оптимальный вариант среди остальных – восьмой. Это обусловлено тем, что критические значения изменения температуры в этом варианте выше, чем в остальных (+244,3 °С и -244,3 °С), соответственно, соединение вала с втулкой в этом случае является наиболее надежным с точки зрения влияния температурных нагрузок.

Список литературы: 1. *Тарабасов Н. Д.* Расчет напряженных посадок в машиностроении. – М.: Машгиз, 1961. – 264 с. 2. *Берникер Е. И.* Посадка с натягом в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1968. – 168 с. 3. *Басов К. А.* ANSYS: справочник пользователя. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.

Надійшла до редколегії 12.06.2012