

Д.В.ДАНИЛОВ, студент, НТУ «ХПИ»;

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

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРОФИЛЬНЫХ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАГРУЗОК ПРИ ВРАЩЕНИИ

Предметом дослідження в даній роботі є порівняльний аналіз різноманітних варіантів реалізації з'єднань з натягом, що знаходяться під дією відцентрових зусиль при обертанні. Метою роботи є виявлення критичних швидкостей обертання деталей, сполучених між собою та, на основі цих даних, визначення оптимального варіанту з'єднання.

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 centrifugal forces during rotation. The work purpose is revealing of breakdown rotational velocity of the details connected among themselves and, on the basis of these data, determination of optimal variant of connection.

Предметом исследования в данной работе является сравнительный анализ различных вариантов реализации соединений с натягом, которые находятся под действием центробежных усилий при вращении. Целью работы является выявление критических скоростей вращения деталей, соединенных между собой и, на основе этих данных, определения оптимального варианта соединения.

Вступление. Соединение с натягом является одним из наиболее распространенных в строительстве и машиностроении напряженных соединений, в ряде случаев замещающих болтовые и заклепочные соединения, частично шпоночные и шлицевые. Основной целью данного исследования является сравнительный анализ разнообразных, наиболее распространенных в инженерной практике вариантов реализации профильных соединений с натягом, которые находятся под действием центробежных нагрузок при вращении.

Постановка задачи. В данной работе проводится исследование 15 вариантов профильных соединений с натягом, цель которого – нахождение критических скоростей вращения деталей, соединенных между собой. Критическими скоростями вращения считаются такие, которые приводят к исчезновению контактного давления между соединенными деталями или вызывают пластические деформации в зоне контакта. Оба последствия являются опасными с точки зрения надежности соединения деталей, поэтому изучение этой проблемы является актуальным. Варианты профильных соединений изображены на рис. 1-15. Геометрические размеры приведены в табл. 1, характеристики материала – в табл. 2.

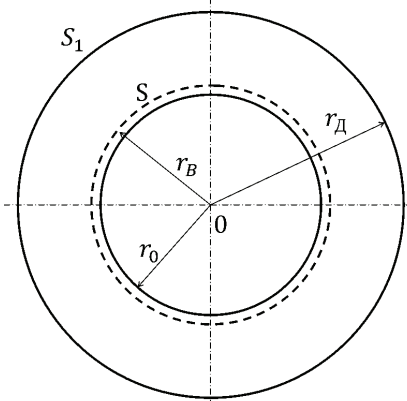


Рисунок 1 – Первый вариант

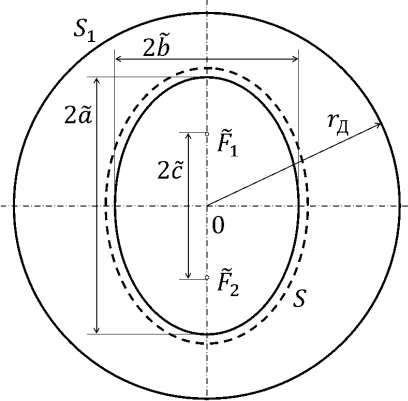


Рисунок 2 – Второй вариант

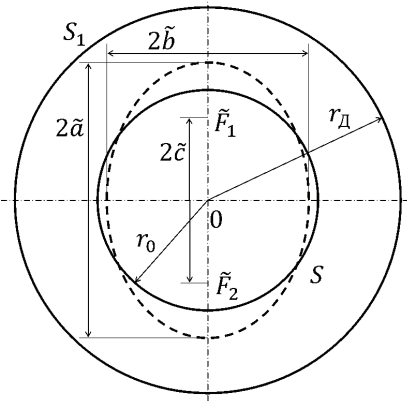


Рисунок 3 – Третий вариант

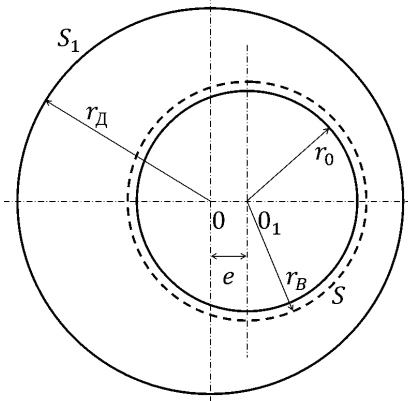


Рисунок 4 – Четвертый вариант

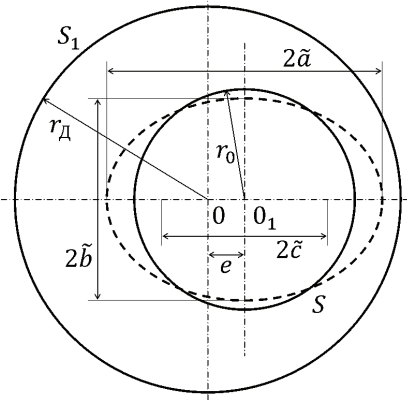


Рисунок 5 – Пятый вариант

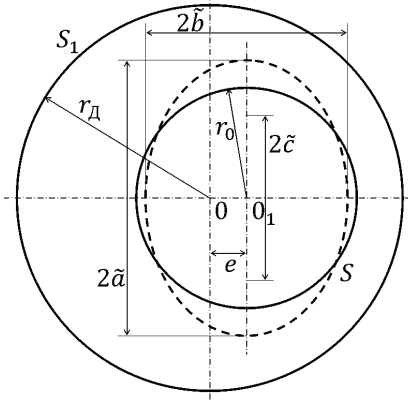


Рисунок 6 – Шестой вариант

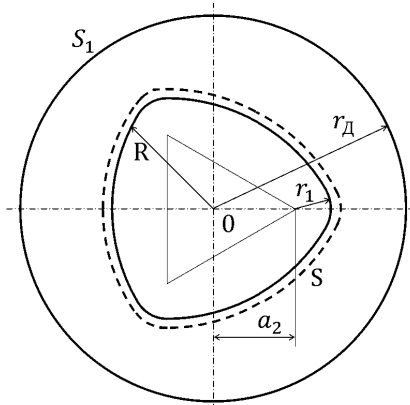


Рисунок 7 – Седьмой вариант

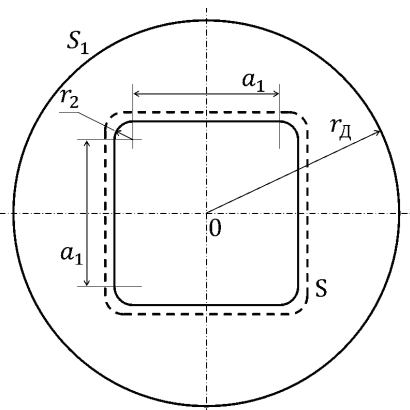


Рисунок 8 – Восьмой вариант

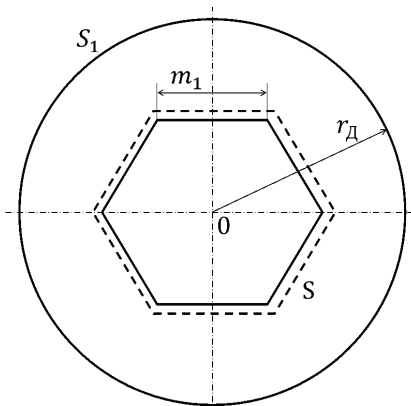


Рисунок 9 – Девятый вариант

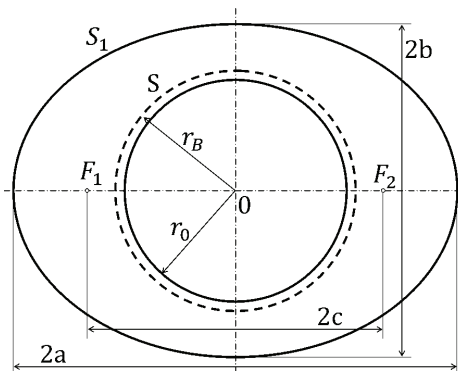


Рисунок 10 – Десятый вариант

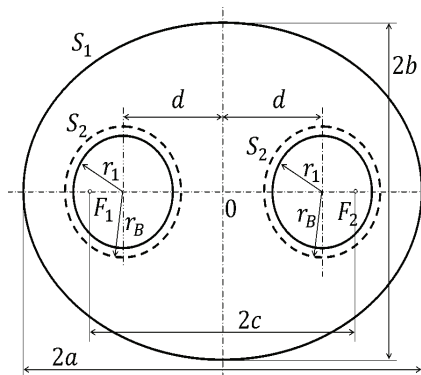


Рисунок 11 – Одиннадцатый вариант

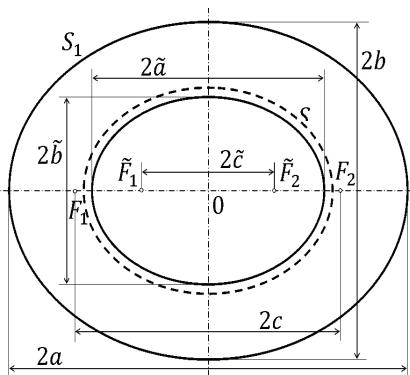


Рисунок 12 – Двенадцатый вариант

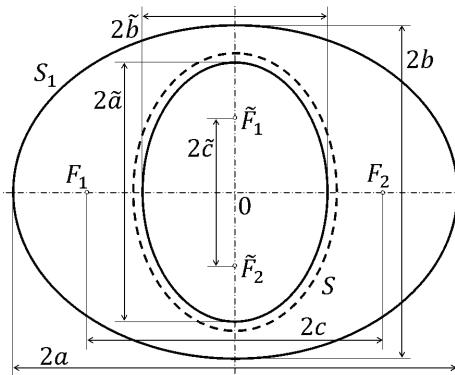


Рисунок 13 – Тринадцатый вариант

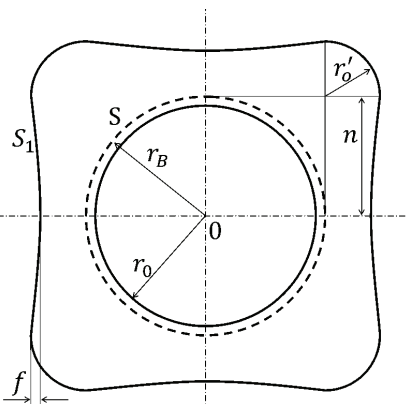


Рисунок 14 – Четырнадцатый вариант

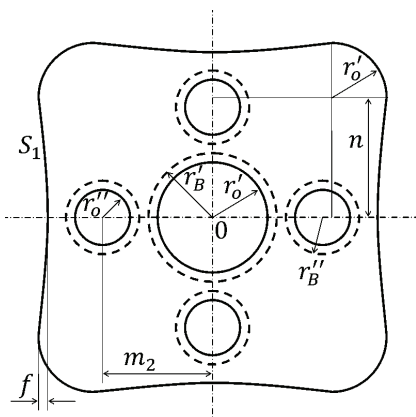


Рисунок 15 – Пятнадцатый вариант

Для сравнительного анализа профильных соединений придерживались следующих условий: во всех видах соединений предполагалось 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.

В ходе работы с целью минимизации времени проведения одного расчета по возможности рассматривалась наименьшая представительская часть симметричной конструкции с применением граничных условий симметричного закрепления.

Таблица 1 – Геометрические размеры профильных соединений с натягом

Название геометрического параметра, мм	Значение
Радиус большого круглого отверстия r_0	62
Внешний радиус круглой втулки r_d	110
Периметр зоны контакта $S = 2S_2$	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 $r_1 = r'_1$	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 материала

Название физического параметра	Значение для стали 40X
Модуль Юнга E , МПа	$2,1 \cdot 10^5$
Коэффициент Пуассона ν	0,3
Плотность ρ , кг/м ³	7800
Коэффициент теплового расширения α , К ⁻¹	$11,7 \cdot 10^{-6}$
Предел текучести σ_T , МПа	785
Предел прочности σ_B , МПа	980
Коэффициент трения μ	0,15

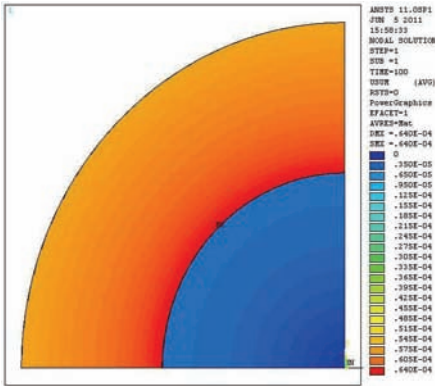


Рисунок 16

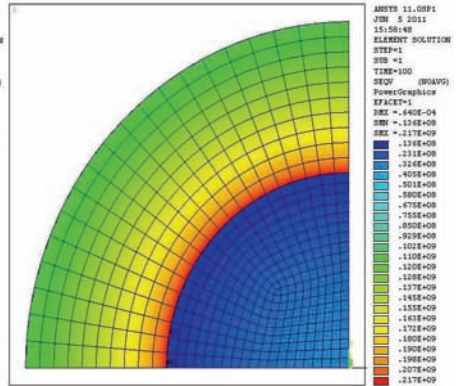


Рисунок 17

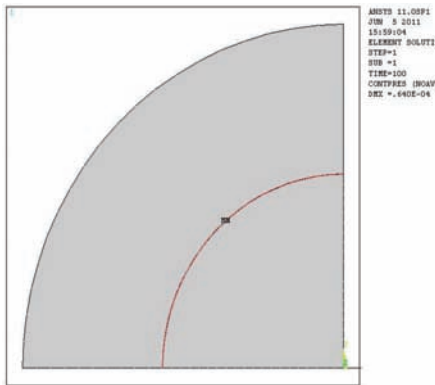


Рисунок 18

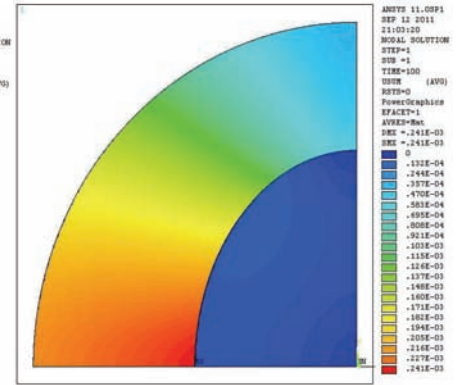


Рисунок 19

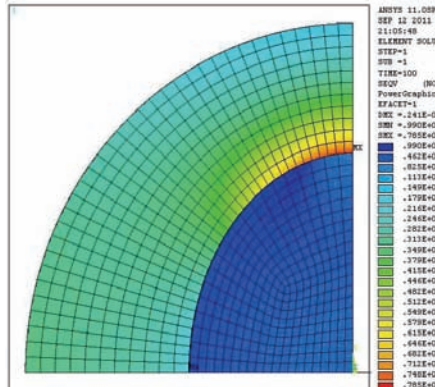


Рисунок 20

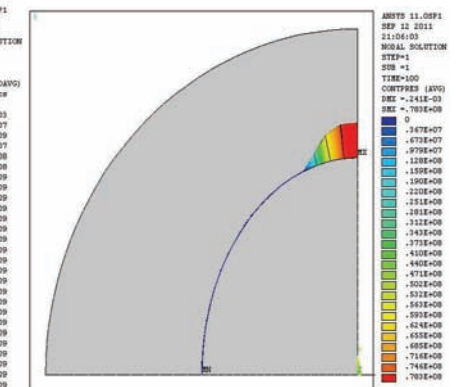


Рисунок 21

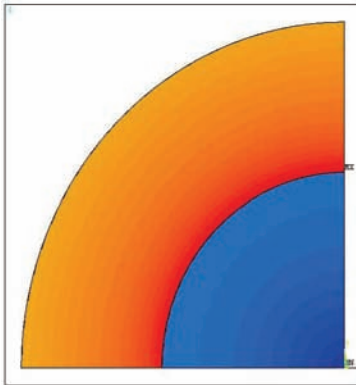


Рисунок 22

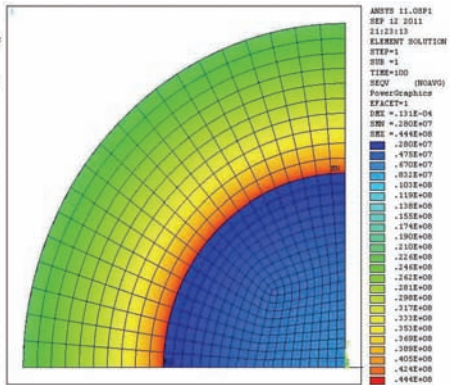


Рисунок 23

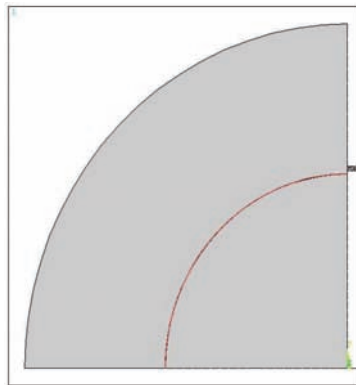


Рисунок 24

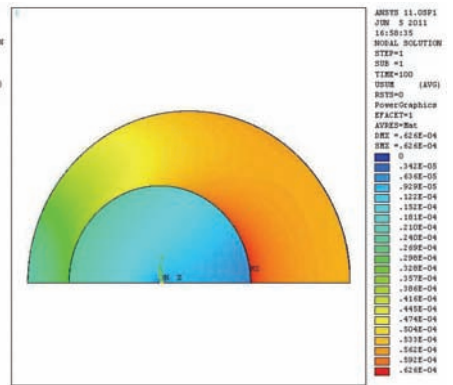


Рисунок 25

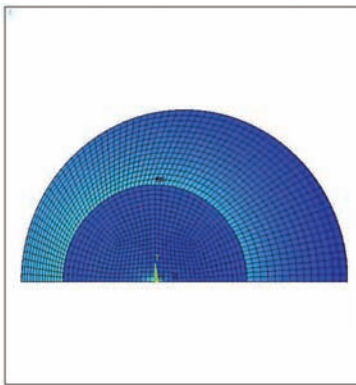


Рисунок 26

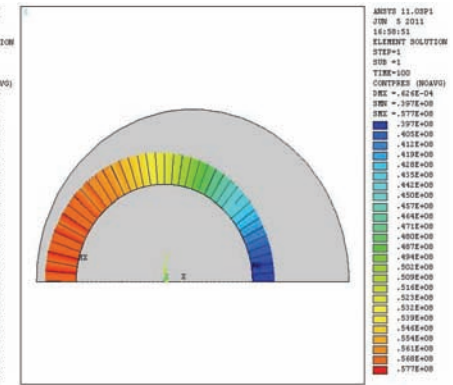


Рисунок 27

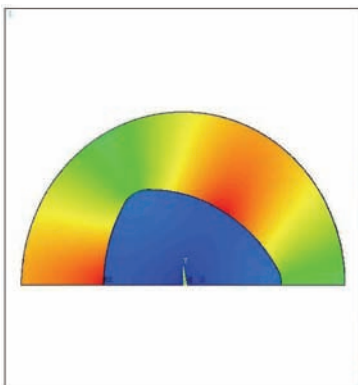


Рисунок 34

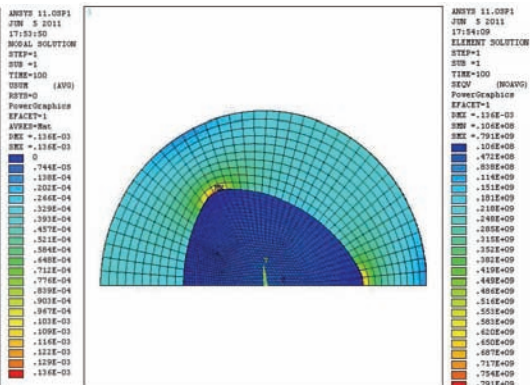


Рисунок 35

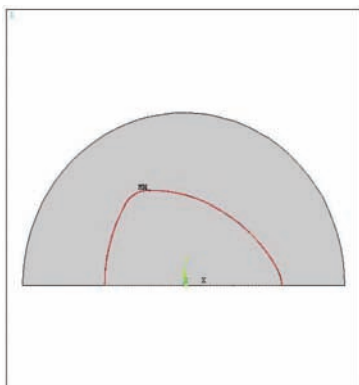


Рисунок 36

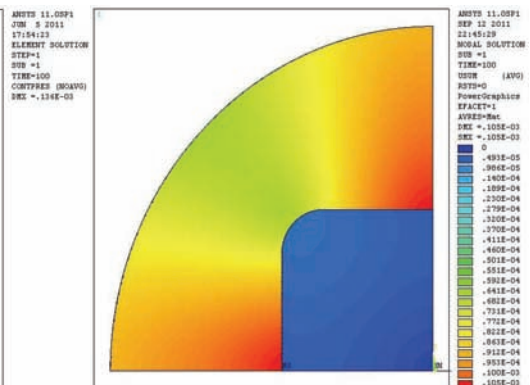


Рисунок 37

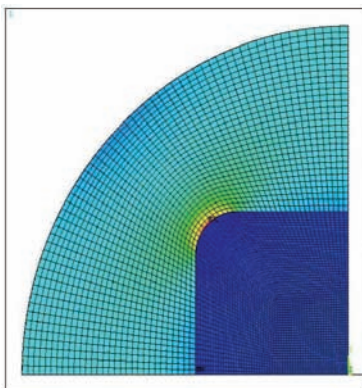


Рисунок 38

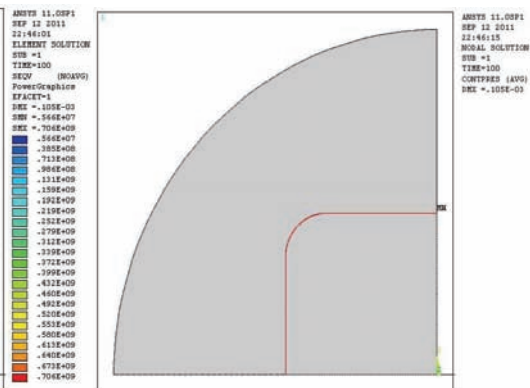


Рисунок 39

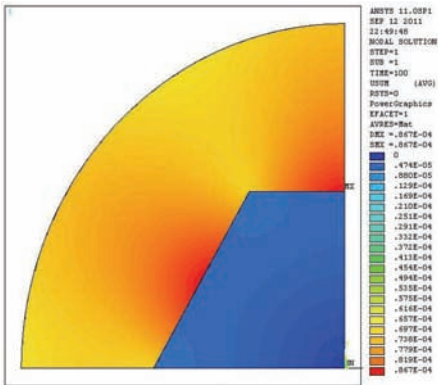


Рисунок 40

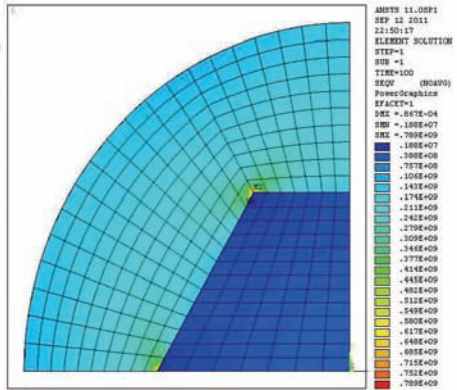


Рисунок 41

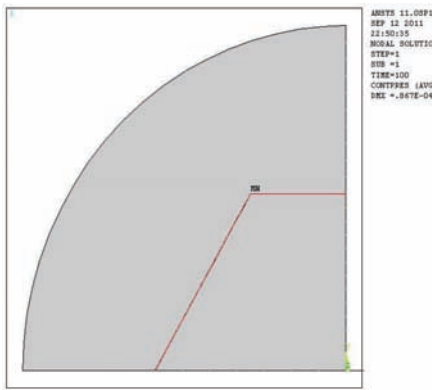


Рисунок 42

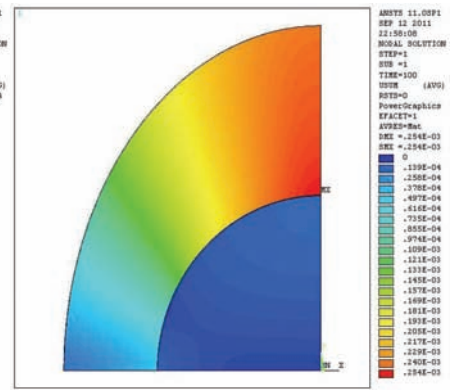


Рисунок 43

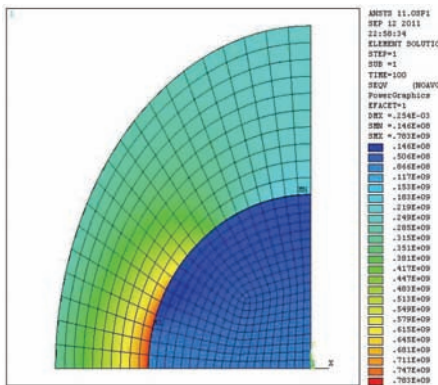


Рисунок 44

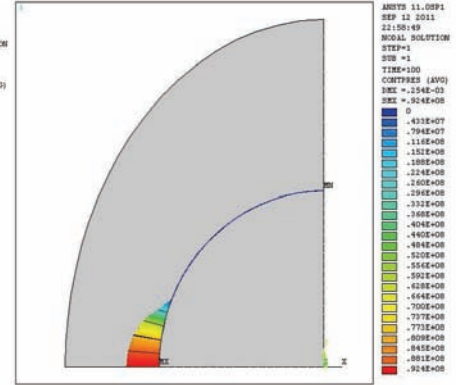


Рисунок 45

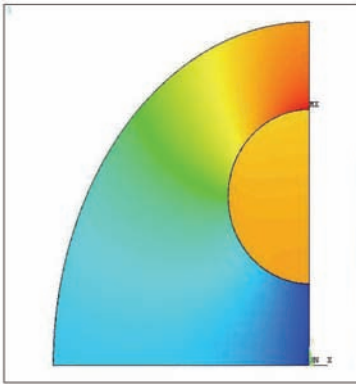


Рисунок 46

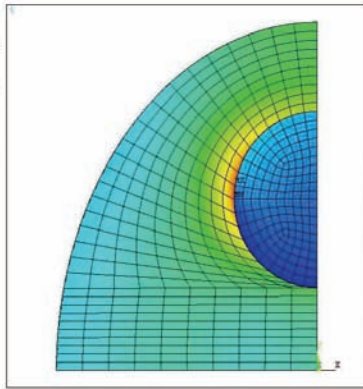


Рисунок 47

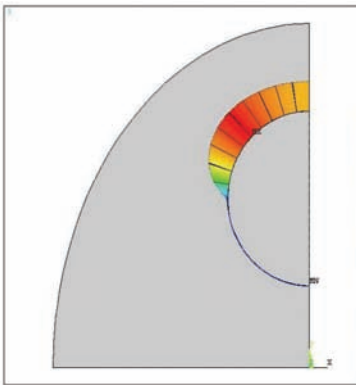


Рисунок 48

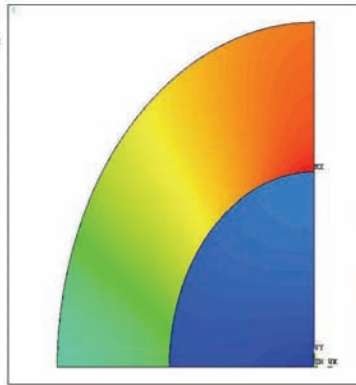


Рисунок 49

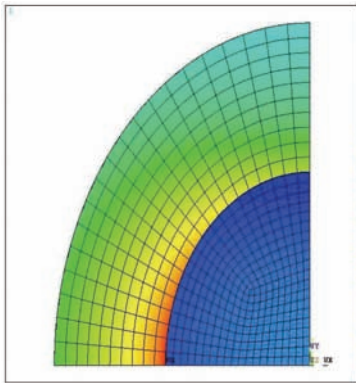


Рисунок 50

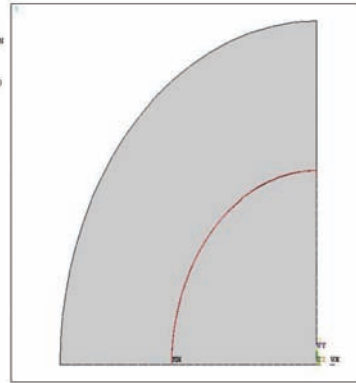


Рисунок 51

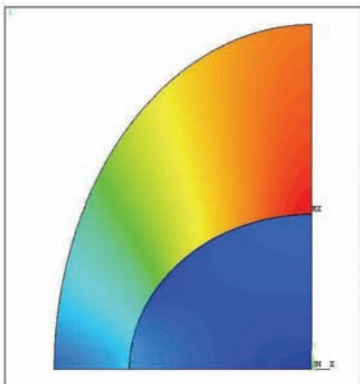


Рисунок 52

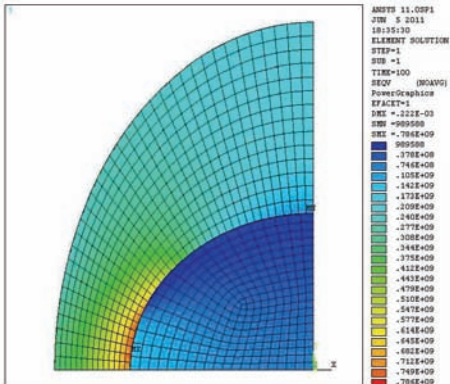


Рисунок 53

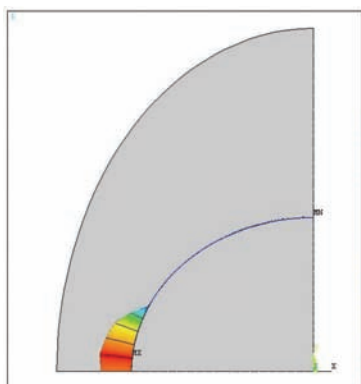


Рисунок 54

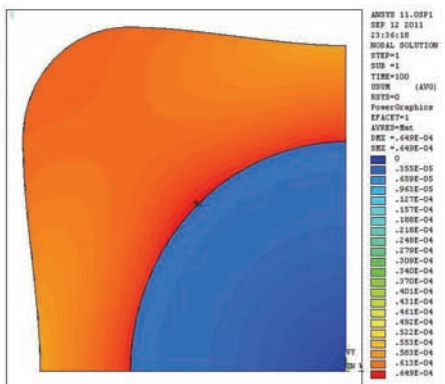


Рисунок 55

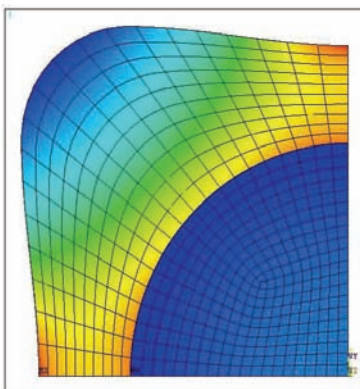


Рисунок 56

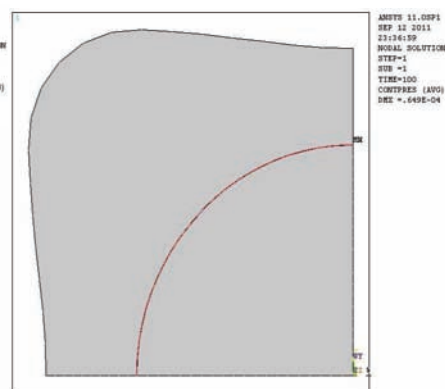


Рисунок 57

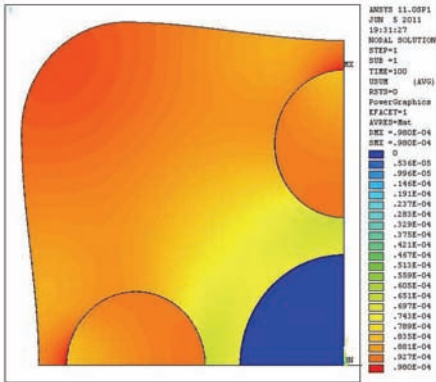
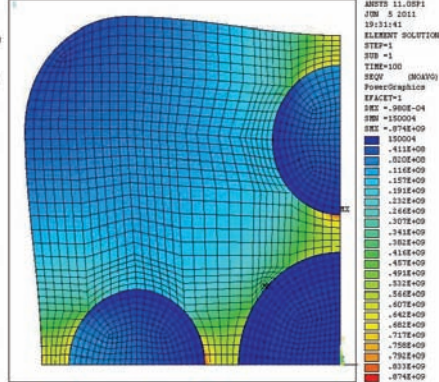


Рисунок 58



2. Полученные результаты и их анализ. В результате исследования были получены значения критических скоростей вращения 15-ти вариантов соединений, находящихся под действием центробежных нагрузок. Ниже представлены полученные результаты в виде табл. 3 и групп рисунков, расшифровка нумерации которых приведена в этой же таблице.

Таблица 3 – Основные результаты исследования

№ Варианта профильного соединения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Значение критической скорости вращения ω , [рад/с]	1613	2336	730	584	554	556	2075	1870	1827	2342	2495	1994	1999	1610	2005
Характеристики НДС	№ рисунков														
Суммарные перемещения	16	19	22	25	28	31	34	37	40	43	49	46	52	55	58
Эквивалентные напряжения	17	20	23	26	29	32	35	38	41	44	47	50	53	56	59
Контактное давление	18	21	24	27	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57	60

Выводы. В результате исследования были найдены значения критических скоростей вращения 15-ти вариантов профильных соединений с натягом. На основе этих данных проведен сравнительный анализ, который показал, что критические скорости вращения располагались двумя группами, первая из которых в интервале 554 – 730 рад./с. (варианты 3, 4, 5, 6) включает соединения с переменной величиной натяга по линии контакта и эксцентричное соединение. Вторая группа в интервале 1613 – 2495 рад./с. (варианты 1, 2, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15) включает соединения с постоянной величиной натяга по линии контакта. Максимально полученная критическая скорость вращения 2495 рад./с. (вариант 11), соответственно, соединение вала с ступкой в этом случае является наиболее надежным с точки зрения влияния центробежных 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.

Поступила в редколлегию 27.10.2011