

МОДЕЛИРОВАНИЕ ФРИКЦИОННЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ВЫСОКОПРОЧНЫХ БОЛТАХ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

А.С. Широких

Уфимский государственный нефтяной технический университет, г.Уфа

Цель данной работы заключается в подборе адекватной модели фрикционного соединения на высокопрочных болтах для расчета методом конечных элементов (МКЭ). Среда конечноэлементного моделирования – модуль COSMOSWorks 2005 интегрированный в систему SolidWorks 2005.

В качестве прототипа компьютерных моделей возьмем геометрические и механические характеристики образцов, использованных НИИМостов при исследовании особенностей работы соединений на высокопрочных болтах (см. рис. 1). А результатами статических испытаний образцов воспользуемся для оценки расчетов МКЭ.

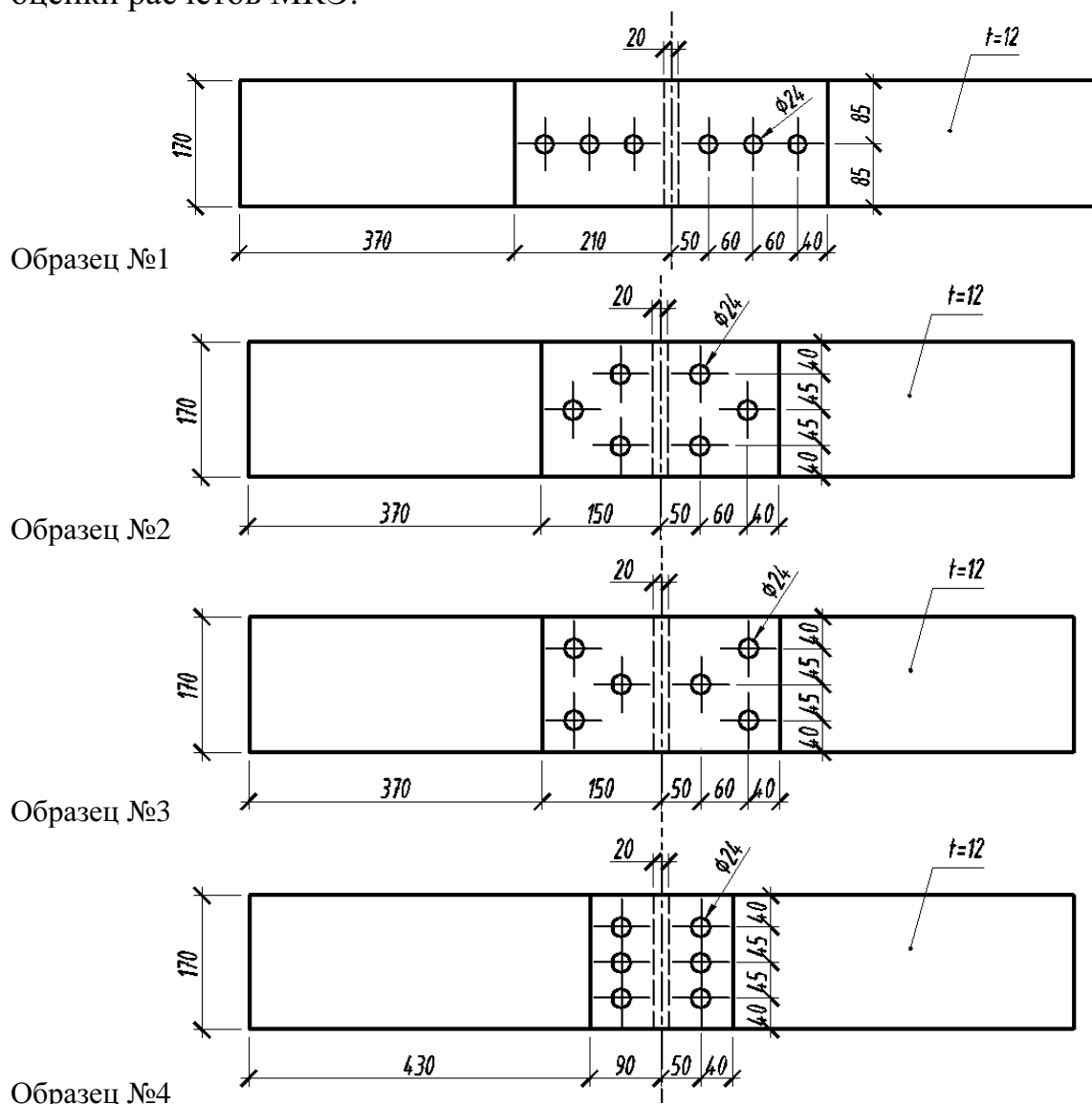


Рис. 1. Образцы с двумя плоскостями трения.

Перед тем как приступить к созданию расчетных моделей приведем краткое описание эксперимента и его результатов.

Итак, испытания статической нагрузкой проводились на образцах, представляющих собой стыки двух листов, перекрытые парными накладками с тремя болтами М22 из стали 40Х в полунакладке. Образцы отличались друг от друга расположением болтов в соединении и степенью ослабления поперечного сечения стыкуемых листов по первому ряду высокопрочных болтов (см. рис. 1). Площадь поперечного сечения листов брутто у всех образцов одинаковая. Контактные поверхности обработаны металлическими щетками. Предварительное натяжение болтов составляло 20 т.

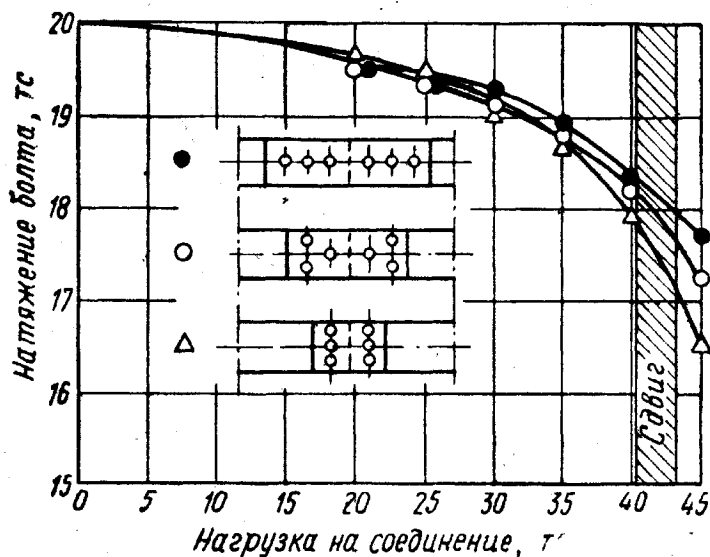


Рис. 2. Уменьшение натяжения высокопрочных болтов при растяжении образцов.

При действии статических нагрузок исследовался характер распределения напряжений в поперечных сечениях стыкуемых листов под накладками (см. рис. 3) с помощью проволочных датчиков сопротивления с базой 10 мм, определялось уменьшение натяжения высокопрочных болтов и величины усилий, при которых происходит сдвиг в соединении (см. рис. 2). Кроме того, были определены величины временного сопротивления соединений при разрыве (табл. 1).

Таблица 1. Результаты испытаний стыковых образцов статической нагрузкой.

Номер серии образцов	Схема соединения	Степень ослабления сечения, %	Нагрузка при сдвиге, т	Временное сопротивление, кгс/мм ²
1		14,2	41,3	41,9
2		14,2	41,0	42,5
3		28,4	42,8	47,2
4		42,6	40,5	52,8

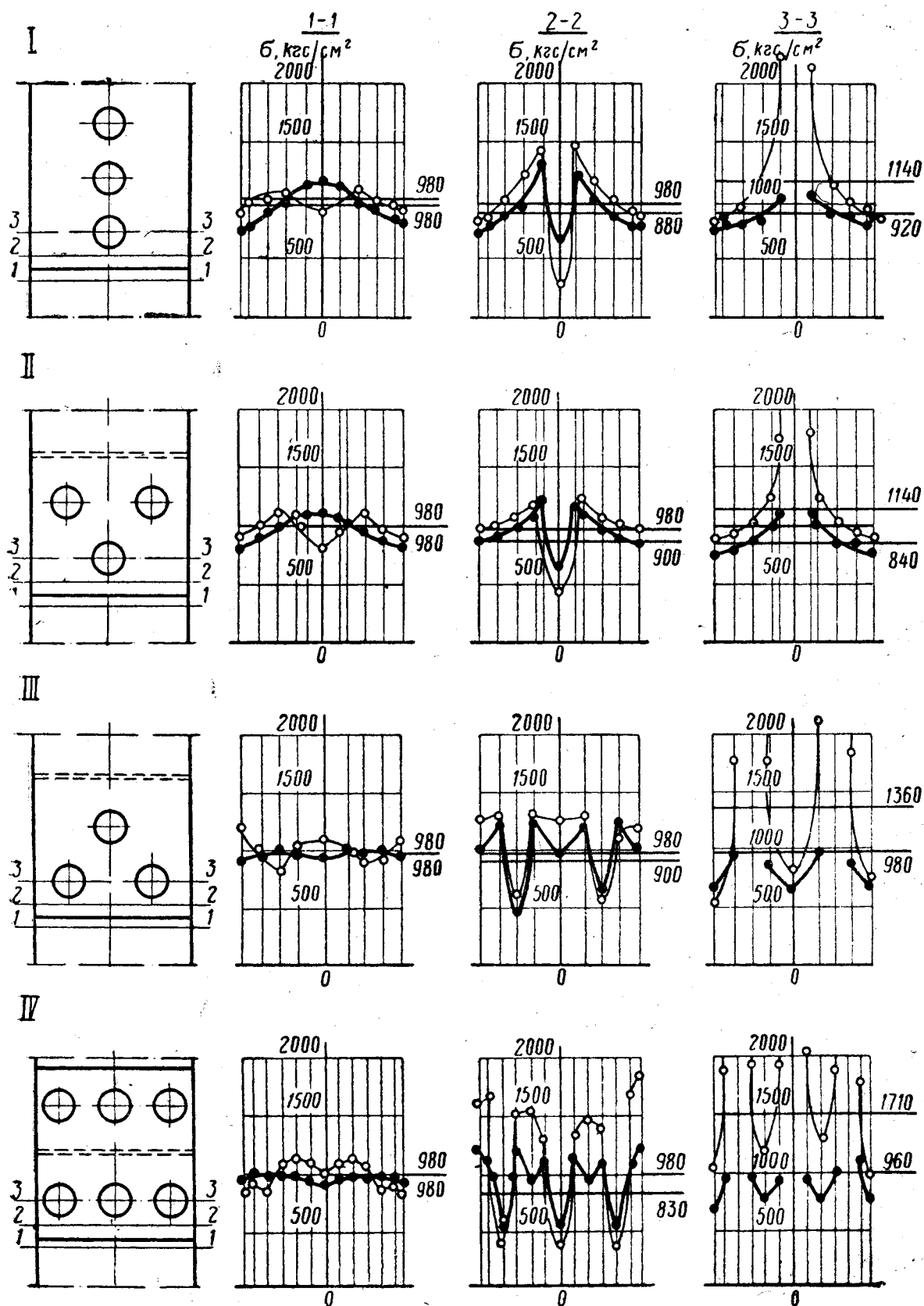


Рис. 3. Распределение напряжений в сечениях стыкуемых листов. Выделенными линиями показано распределение напряжений в образцах с затянутыми болтами (соединение работает на трение), тонкими – в образцах с ослабленными болтами (болты работают на срез и смятие). Растягивающая нагрузка – 20 т.

Определим ряд свойств, которые должна имитировать компьютерная модель фрикционного соединения.

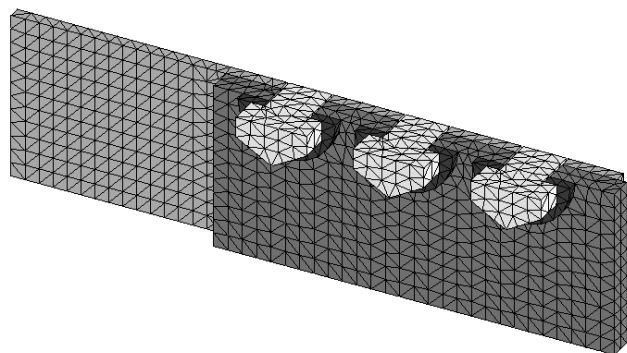
Как известно, фрикционные соединения на высокопрочных болтах по характеру передачи усилий принципиально отличаются от других типов разъемных и неразъемных соединений. Усилия в них передаются только силами трения, возникающими на контактных поверхностях вследствие большого предварительного натяжения болтов. В исходном состоянии (без нагрузки) поверхности соединяемых деталей находятся в контакте. После приложения внешней рабочей нагрузки на соединение, в том числе и предварительного натяжения высокопрочных болтов, на отдельных участках контактных поверхностей происходит частичный сдвиг деталей. Кроме того, местами возможен отрыв соединяемых элементов друг от друга, т. е. выход из контакта.

Работа таких соединений под нагрузкой характеризуется изменением предварительного натяжения высокопрочных болтов. В зависимости от напряженно-деформированного состояния натяжение болтов может либо увеличиваться, либо уменьшаться. Это происходит за счет поперечных деформаций пакета (эффекта Пуассона). Иначе говоря, при растяжении толщина соединяемых элементов уменьшается, что вызывает ослабление предварительного натяжения болтов, и как следствие, уменьшение сил трения. При сжатии имеет место обратное явление.

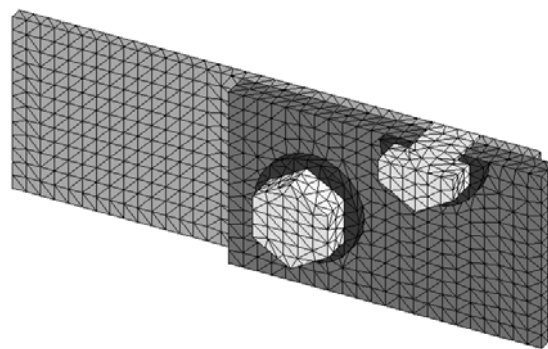
Таким образом, для обеспечения подобия поведения реальной и численной модели необходимо имитировать следующее:

1. контакт соприкасающихся деталей и трение на контактных поверхностях (моделируется соответствующими граничными условиями в программном комплексе);
2. поперечные деформации (обеспечиваются использованием объемных конечных элементов при дискретизации модели);
3. изменение натяжения высокопрочных болтов, т. е. изменение результирующей нормальной силы на пакет после приложения рабочей нагрузки на соединение (замена предварительного натяжения болтов на эквивалентное давление по площадям контакта шайб и накладки не даст требуемого эффекта ослабления, отсюда следует, что необходимо в численной модели создать тела самих болтов и каким-либо способом смоделировать их предварительное натяжение).

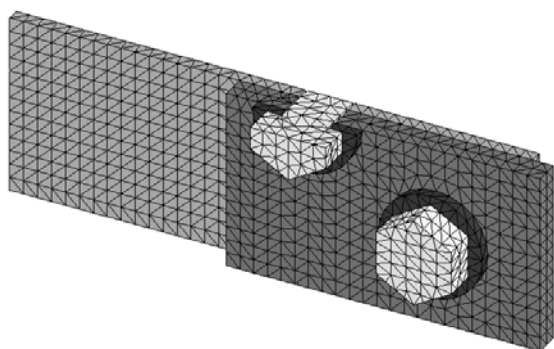
Геометрическая симметрия образцов, кинематическая симметрия и симметрия приложения нагрузки позволяет сформулировать задачу только для части модели, для 1/8 части (см. рис 4). Благодаря этому, во-первых, сокращается размерность задачи, во-вторых, наилучшим образом решается вопрос о назначении кинематических граничных условий. Такое закрепление модели не будет порождать особенности (аномально высокие напряжения) в зоне наложения кинематических связей. И, наконец, такая формулировка позволяет удобно смоделировать натяжение высокопрочных болтов, задавая необходимое перемещение соответствующих торцевых поверхностей болтов. Схема приложения граничных условий изображена на рис. 5 на примере модели образца №1. К остальным моделям граничные условия накладываются аналогичным образом.



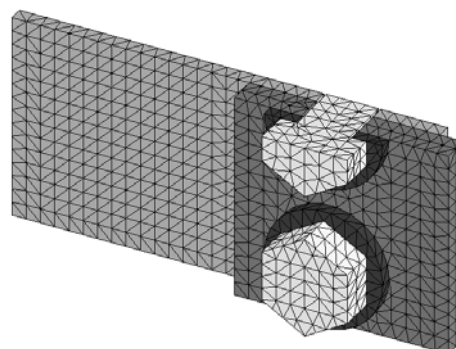
Модель образца №1



Модель образца №3

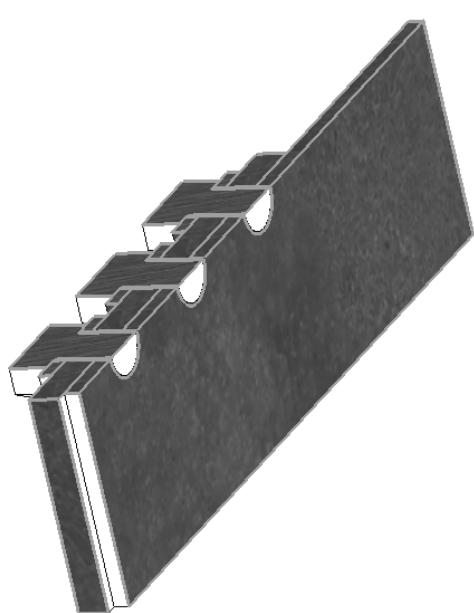


Модель образца №2

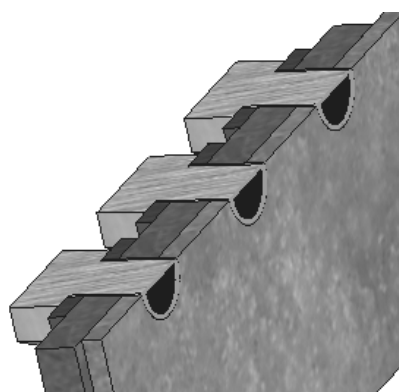


Модель образца №4

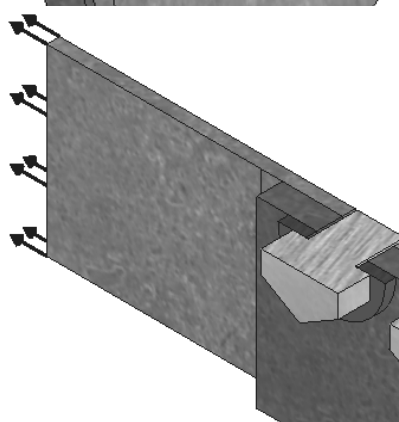
Рис. 4. Конечноэлементные модели образцов.
(длина листов укорочена для сокращения размерности задачи)



а) Для отмеченных темным цветом граней запрещены перемещения вдоль нормали к соответствующей грани.



б) Натяжение высокопрочных болтов моделируется наложением перемещений на торцевые грани болтов, отмеченные темным цветом.



в) На фрагменте показано место приложения и направление Рабочей нагрузки.

Рис. 5. Приложение граничных условий к компьютерной модели образца №1.

Контакт соприкасающихся деталей на контактных поверхностях в COSMOSWorks 2005 моделируем граничным условием Node to Node (узел к узлу). Чтобы учесть в расчете силу трения, включаем опцию Include friction и задаем коэффициент трения $\mu=0,35$ (согласно табл. 36* СНиП II-23-81* соответствует обработке контактных поверхностей металлическими щетками). При таком наборе граничных условий программа создает сетку конечных элементов таким образом, что на границе контакта генерируются пары узлов, совпадающие по координатам, но принадлежащие разным контактным поверхностям. При этом узлы могут:

1. перемещаться относительно друг друга в плоскости касательной к контактной поверхности и одновременно перемещаться со всей деталью (сила трения меньше сдвигающих напряжений, в результате имеет место полный или локальный сдвиг деталей соединения);
2. перемещаться совместно со всей деталью как жесткого целого (сила трения больше сдвигающих напряжений, сдвига элементов не происходит);
3. разойтись (между контактными поверхностями образуется зазор).

В первом приближении дискретизацию моделей будем выполнять пространственными четырехузловыми тетраэдральными конечными элементами.

Особо следует обратить внимание на моделирование натяжения высокопрочных болтов, поскольку предварительное обжатие пакета соединяемых деталей является определяющим фактором, влияющим на несущую способность соединения (не считая коэффициента трения).

Для обеспечения требуемого натяжения болтов необходимо выполнить серию расчетов моделей без растягивающей нагрузки. Последовательность действий следующая.

1. Задаем некоторое начальное перемещение на торцевые поверхности болтов.
2. Делаем расчет и проверяем суммарные реакции связей для каждого болта.
3. Корректируем натяжение болтов и снова делаем расчет. Проверяем реакции.
4. Если необходимо снова выполняем п. 3.

Требуемое натяжение достигается за 3-4 таких цикла.

После того, как высокопрочные болты натянуты с требуемым усилием, выполняем расчеты на рабочую нагрузку 20 т. Для расчетных моделей нагрузка составит $20/4=5$ т. Результаты расчетов напряженного состояния численных моделей приведены на рис. 6-9. Для удобства сравнения с экспериментальными данными контрольные сечения приняты те же, что и на рис. 3. В табл. 2 приведены усилия натяжения в болтах моделей.

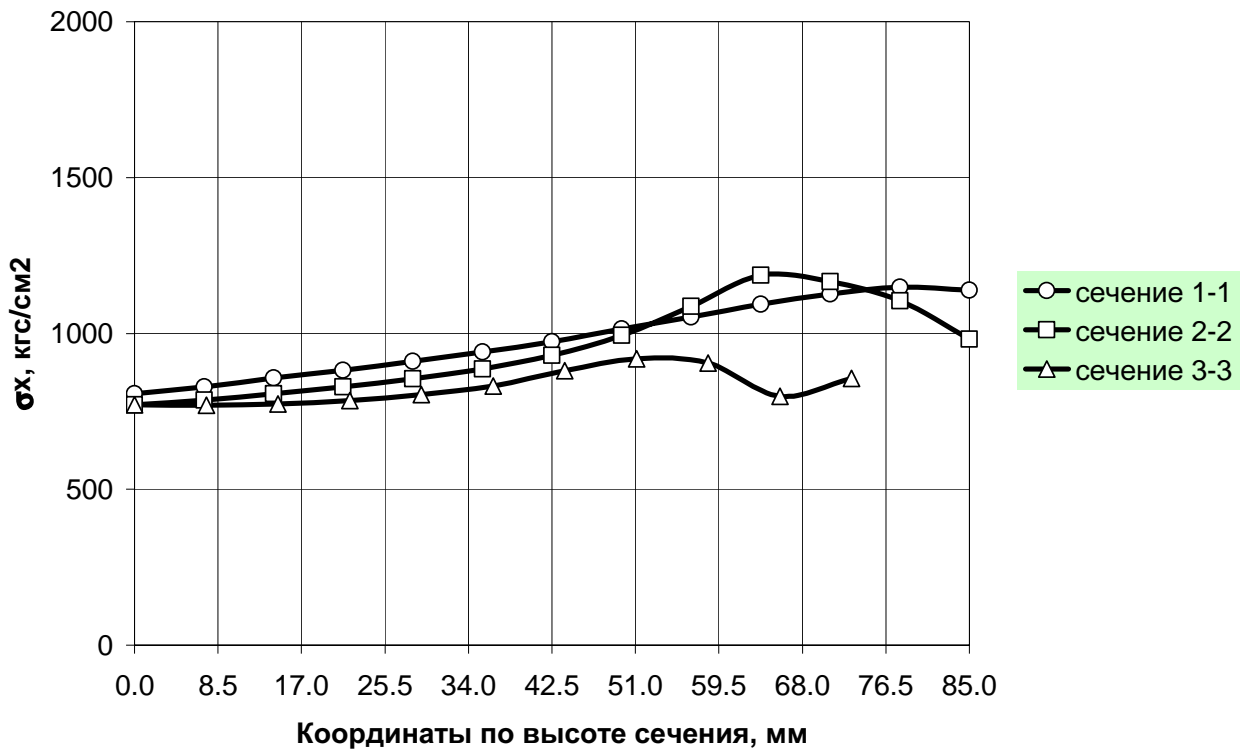


Рис. 6. Распределение напряжений в сечениях листа для модели №1.

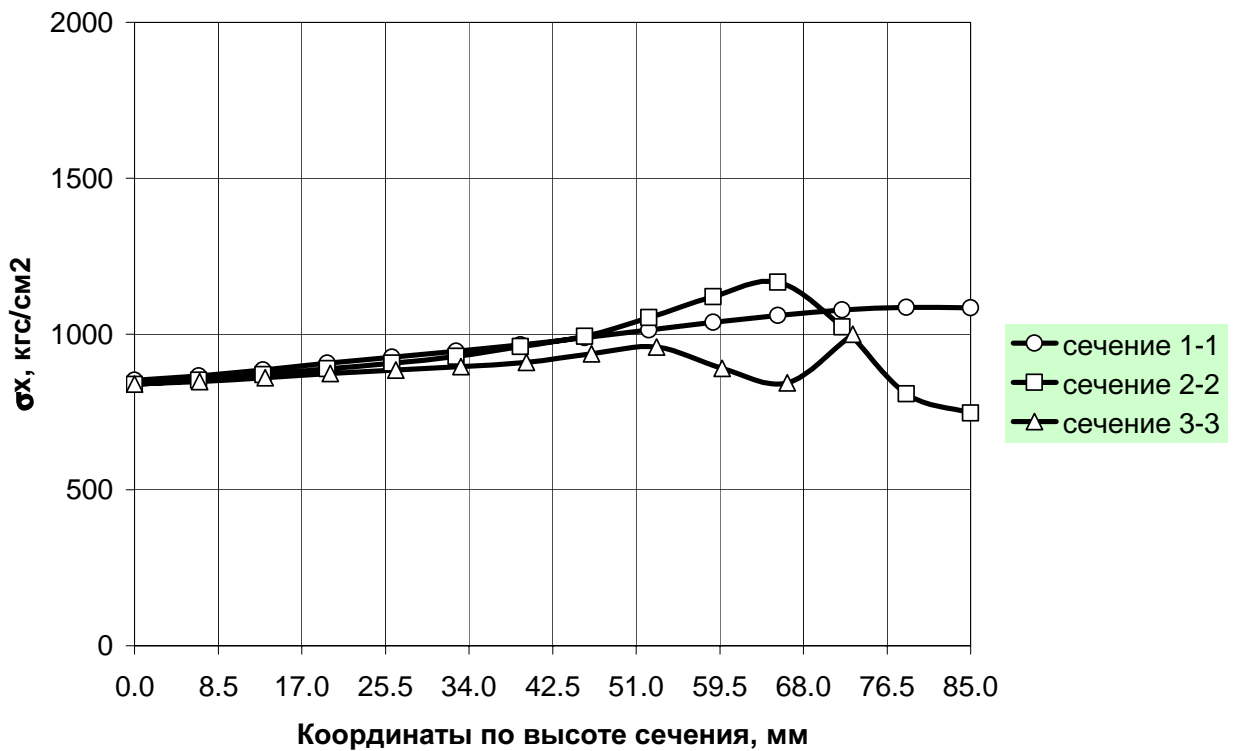


Рис. 7. Распределение напряжений в сечениях листа для модели №2.

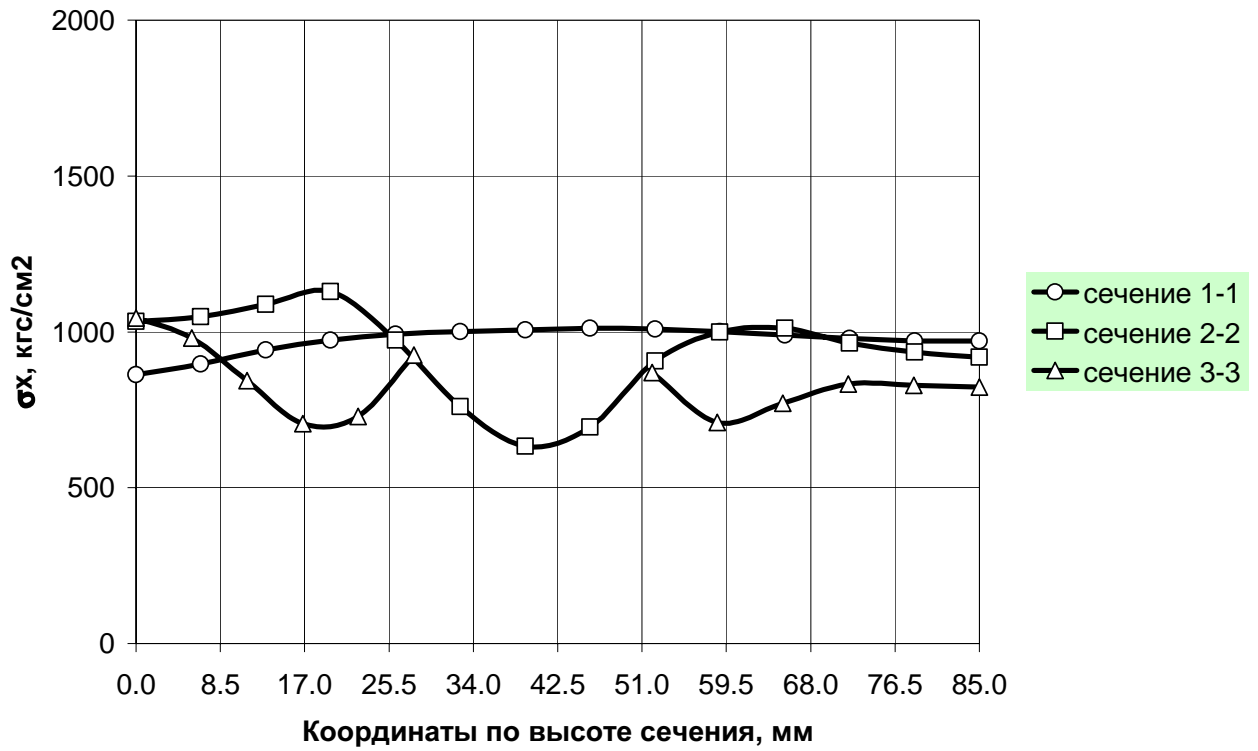


Рис. 8. Распределение напряжений в сечениях листа для модели №3.

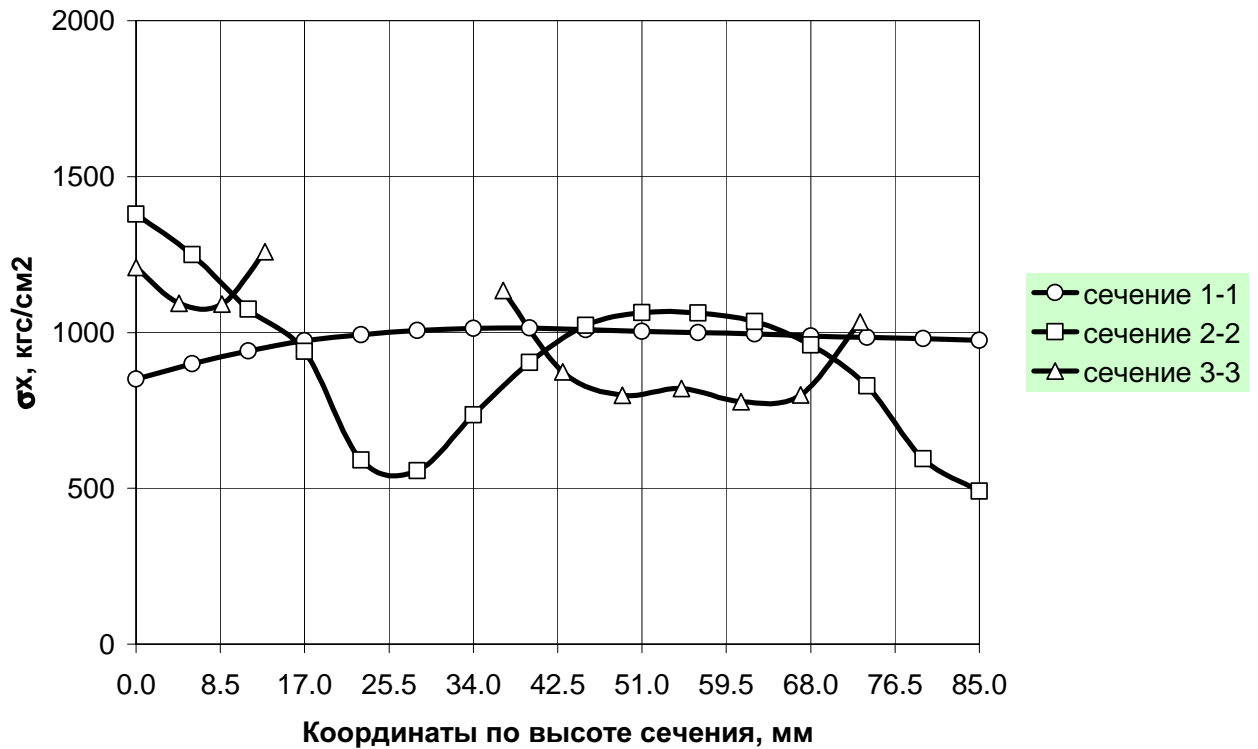
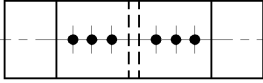
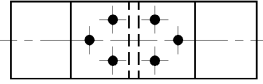
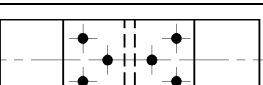
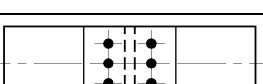


Рис. 9. Распределение напряжений в сечениях листа для модели №4.

Таблица 2. Уменьшение натяжения высокопрочных болтов при действии растягивающей нагрузки на расчетные модели.

Номер модели	Схема соединения	Растяг. нагрузка N , т	Начальн. натяж. болтов, т	Натяжение болтов при растягивающей нагрузке, т			
				болт №1	болт №2	болт №3	ср.
1		20	20	19,65	19,77	19,68	19,70
2		20	20	19,43	19,85	19,85	19,71
3		20	20	19,68	19,68	19,70	19,69
4		20	20	19,67	19,69	19,67	19,68

Сравнивая полученные результаты с экспериментальными данными можно сделать следующие выводы.

1. Общий характер распределения растягивающих напряжений в сечениях стыкуемых листов, а так же порядок их значений удовлетворительно совпадает. Исключением является участок вблизи отверстия по сечению 3-3 в моделях №1 и №2. В этом месте наблюдается некоторое падение напряжений, а затем возрастание. Возможная причина расхождения – редкий шаг расположения датчиков в эксперименте (20 мм).
2. Численные значения уменьшения предварительного натяжения высокопрочных болтов хорошо согласуются с экспериментальными данными.
3. Характер деформаций моделей под нагрузкой не противоречит существующим представлениям о работе фрикционных соединений.

Таким образом, на данном этапе моделирования виртуальные образцы соответствуют требованиям выдвинутым ранее, и, по крайней мере, качественно совпадают с экспериментальными данными.

Для получения более точных значений напряжений необходимо использовать конечные элементы более высокого порядка, либо создать более мелкую сетку. Однако эти действия приводят к расхождению итерационного процесса решения. Регулирование итерационного решения не предусмотрено данным программным комплексом. Поэтому, результаты расчетов фрикционных соединений в среде COSMOSWorks можно использовать для предварительной оценки напряженно-деформированного состояния соединений.

Повысить точность решения можно, используя «тяжелые» программные комплексы, такие как ANSYS и COSMOS/M, которые предоставляют более широкие возможности для нелинейных расчетов. Кроме того, с помощью этих пакетов, можно попытаться исследовать фрикционные соединения на предельные нагрузки с учетом пластических свойств стали (двойная нелинейность).