

Опыт использования программного комплекса MSC.AFEA



в КБТочмаш
имени А.Э. Нудельмана

С 2005 года в расчетном отделе КБТочмаш для расчета напряженно-деформированного состояния и оценки прочности изделий под действием рабочих нагрузок используется комплекс MSC.AFEA. На стадии первичного знакомства с комплексом был решен ряд тестовых задач, причем результаты, по мнению специалистов КБ, оказались вполне адекватны решениям, полученным с помощью других программных средств и подтвержденным экспериментально. Затем наступила очередь задач более сложных, для решения которых комплекс собственно и приобретался. Специалисты КБТочмаш любезно согласились поделиться опытом решения одной из таких задач.

Рассматривается поведение подшипника, который в процессе эксплуатации нагревается на 60°C и нагружается осевой силой в три тонны. В качестве расчетной области рассматривается 1/4 часть подшипника (рис. 1), выделенная по признаку симметрии (геометрической и по нагрузке).

В состав подшипника входят компоненты, изготовленные из разных материалов. Сваренные между собой верхняя плита и скоба выполнены из алюминиевого сплава, нижняя плита — из титана, а остальные компоненты — из стали. Особенность задачи заключена в предварительной затяжке деталей подшипника таким образом, что напряжение в сечении болтов составляет 50 кгс/мм^2 .

На рис. 2 показаны части подшипника, скрепленные болтами, взаимодействие между которыми передается только через шарики. Соответственно болты вкручиваются во внутреннее кольцо подшипника и в нижнюю плиту

(соответственно верхняя и нижняя часть сборки).

Основной вопрос мы сформулировали так: "Не произойдет ли вследствие разного температурного расширения разнородных материалов заклинивание шариков при нагреве подшипника?"

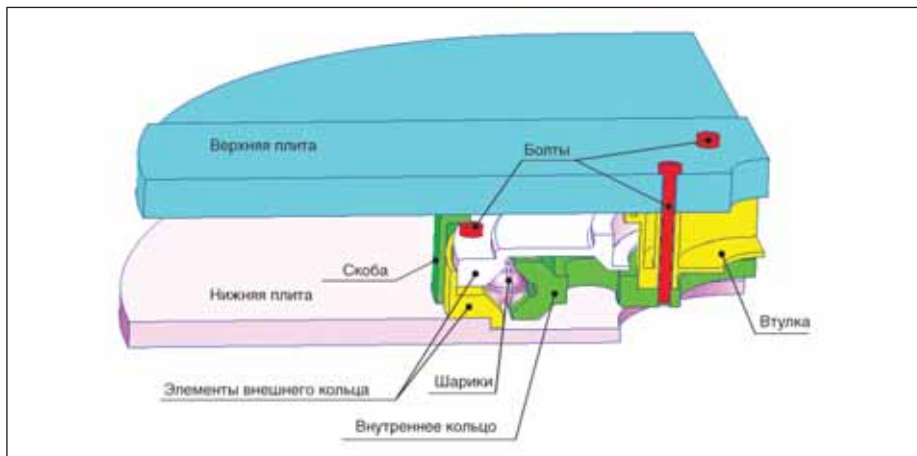


Рис. 1. Расчетная область задачи: 1/4 часть подшипника, выделенная по признаку симметрии (геометрической и по нагрузке)

Большое количество контактных поверхностей делает задачу существенно нелинейной и, с точки зрения инженерного анализа, действительно непростой.

Прежде всего предстояло определиться с моделированием предварительной затяжки болтов. Выбор был остановлен на следующем варианте. Рассчитывалась осевая деформация цилиндрической части болта при закрепленных торцах, вызывающая в поперечном сечении напряжение в 50 кгс/мм^2 (достаточно воспользоваться элементарной формулой из сопромата), а затем в расчетной схеме задавалось условие соответствующего относительного смещения двух берегов разреза цилиндрической части болта, вызывающее такую деформацию.

Проверка и отработка этого приема проводились на небольшой тестовой задаче. Два кубика с соосными отверстиями соединяются болтом (рис. 3). Болт

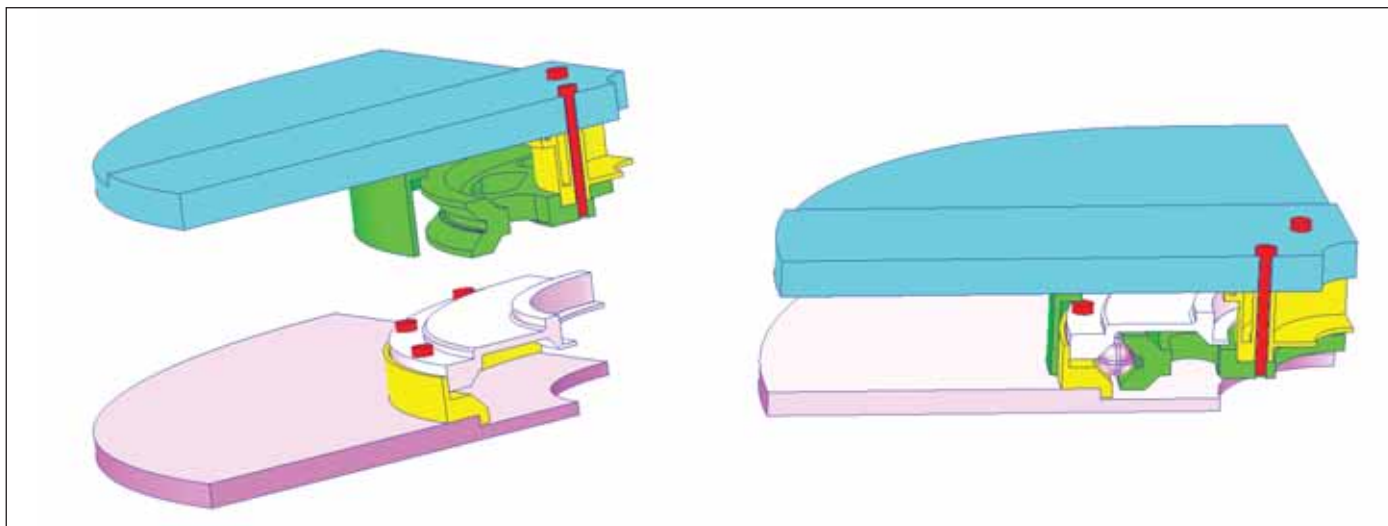


Рис. 2. Две под сборки, взаимодействующие между собой через промежуточные тела – шарики

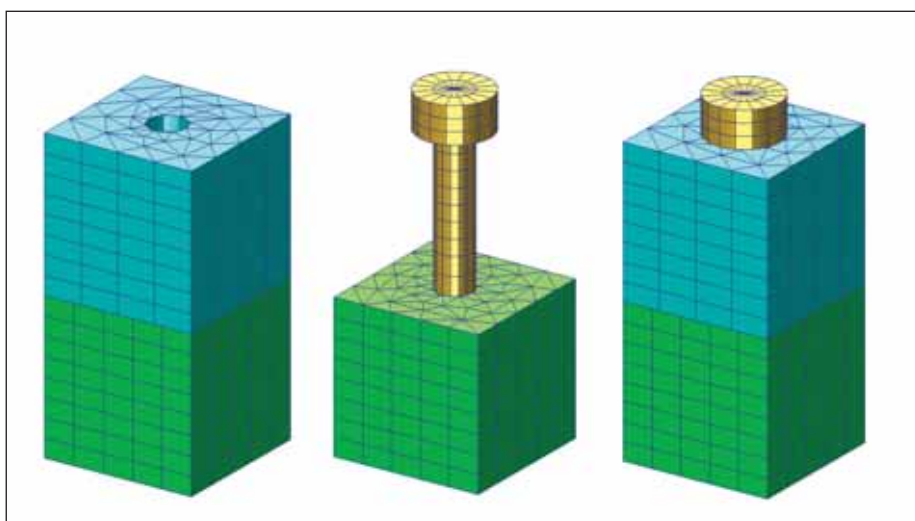


Рис. 3. Сборка для отработки приема по моделированию затяжки болтов

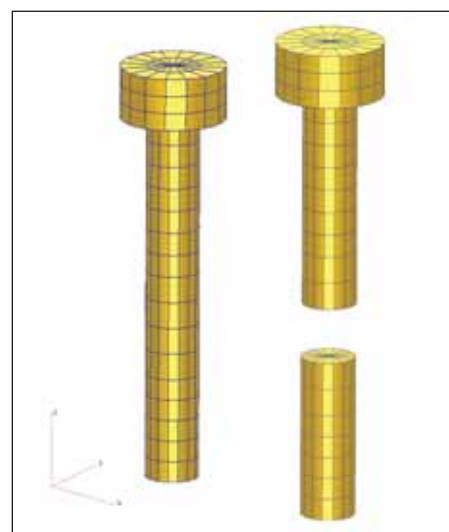


Рис. 4. Разделение болта на две части, между которыми в дальнейшем устанавливаются MPC-связи

вкручивается в нижний кубик, а его головка прижимает верхний кубик к нижнему.

Для моделирования предварительной затяжки конечно-элементная модель болта разрезается на две части (в цилиндрической части по плоскости стыка конечных элементов), при этом узлы в месте стыка дублируются (рис. 4).

Таким образом, болт представляет теперь два набора конечных элементов, не связанных между собой. На месте стыка вводятся MPC¹, то есть уравнения связи между степенями свободы узлов, лежащих в плоскости разреза, в виде линейного полинома первой степени.

Чтобы обеспечить заданную предварительную затяжку, необходимо связать перемещения узлов по осям X и Y глобальной системы координат, а по оси Z (вдоль этой оси направлена ось болта) ввести следующее условие:

U_{zn} (перемещение по оси Z узла, принадлежащего нижнему берегу разреза) = U_{zv} (перемещение по оси Z узла, принадлежащего верхнему берегу разреза) + ΔU_z (перекрывание двух берегов разреза, обеспечивающее преднатяг).

Для задания ограничений проще всего воспользоваться утилитой *Explicit MPC by Distance*, которая позволяет ввести связи между двумя совокупностями узлов, связывая близлежащие пары.

Результаты расчета показаны на рис. 5.

Как видно из рисунка, решение выглядит вполне правдоподобным, в сечении свободной части болта напряжение близко к однородному и равно приблизительно 500 Н/мм^2 (50 кгС/мм^2), к чему мы и стремились.

После этого решено было приступить к решению основной задачи.

Сборка, выполненная в системе SolidWorks, представляет собой совокупность 20 твердотельных объектов, вклю-

чая пять болтов, три шайбы и пять шариков.

Практически во всех случаях, когда для решения задачи используется конечно-элементный комплекс, одним из важнейших и самых трудоемких шагов является построение рациональной конечно-элементной сетки, которая, с одной стороны, была бы достаточно подробной, чтобы адекватно представлять модель и обеспечивать приемлемые по точности результаты, а с другой — не приводила бы к чрезмерно большой размерности системы уравнений, что в свою очередь приводит к увеличению времени счета задачи.

В нашем случае расчетчики располагали машиной Pentium IV с тактовой частотой процессора 1700 МГц и оперативной памятью 2 Гб.

Для представления трехмерных областей в MSC.Patran используется не-

¹Multipoint constraints. В буквальном переводе – многоточечные ограничения.

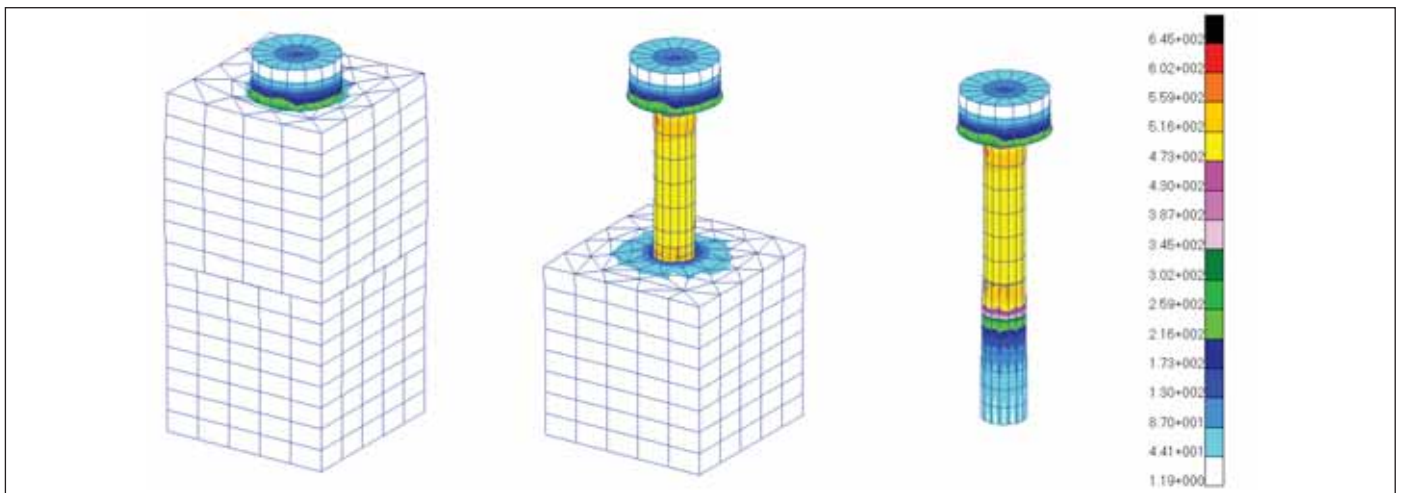


Рис. 5. Результаты расчета по моделированию предварительной затяжки болта – поля эквивалентных напряжений по Мизесу (Н/мм²)

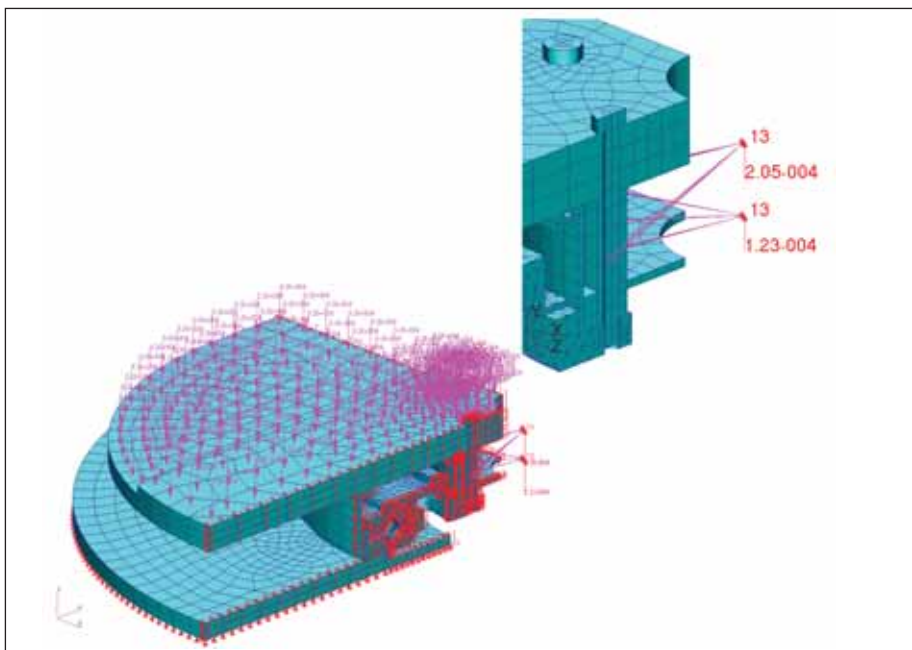


Рис. 6. Расчетная схема задачи

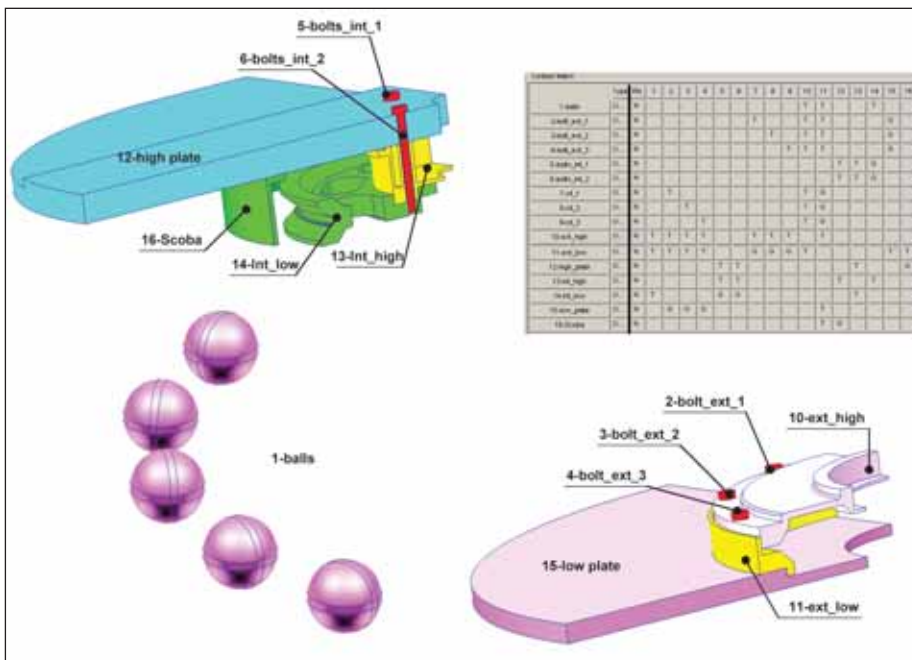


Рис. 7. Контактная таблица, определяющая взаимодействие компонентов сборки

сколько типов конечных элементов: гексаэдры (шестигранные "кирпичи"), пятигранные призмы и тетраэдры. С точки зрения точности получаемых результатов и простоты оценки предпочтение следует по возможности отдавать гексаэдрам. При меньшем их количестве в модели (по сравнению с тетраэдральными элементами) вполне реально получить более точные результаты. Впрочем, такими элементами можно представить не любую деталь, тогда как тетраэдральные элементы в этом смысле более универсальны.

Мы применили в модели все три вида конечных элементов, причем для более точной аппроксимации криволинейных границ использовались изопараметрические элементы второго порядка с квадратичными функциями формы.

По завершении построения конечно-элементной сетки были сформированы краевые условия, к числу которых также относится информация по контактным областям.

На рис. 6 представлена расчетная область с маркерами краевых условий по перемещениям и нагрузкам. По плоскостям симметрии наложены ограничения на перемещение узлов в направлении, перпендикулярном этим плоскостям (эти перемещения равны нулю). Также запрещены перемещения в вертикальном направлении узлов на невидимой поверхности нижней плиты. Предварительная затяжка болтов смоделирована с использованием MPC по аналогии с тестовым примером.

Чтобы улучшить кинематическую определенность расчетной модели и вычислительную устойчивость решения в отдельных узлах шариков и верхней части подшипника, которая имеет возможность перемещаться в вертикальном направлении, введены нуль-мерные элементы типа SPRING (пружина) с невысокой жесткостью.

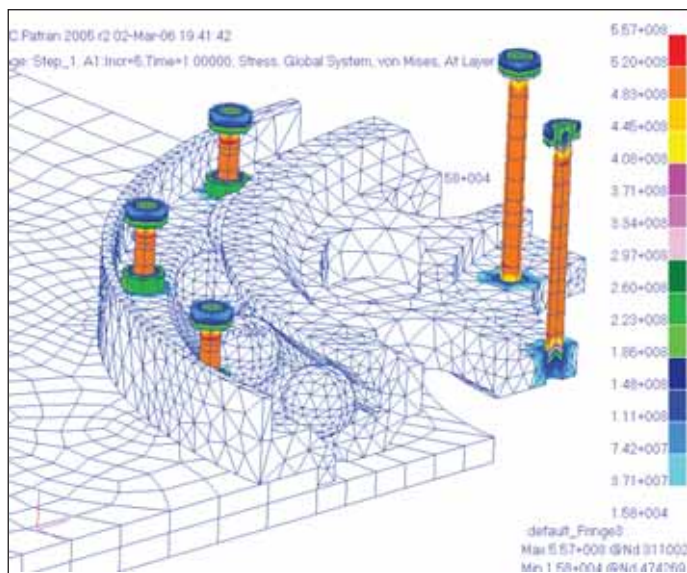


Рис. 8. Поле эквивалентных напряжений по Мизесу ($\text{H}/\text{м}^2$) в элементах подшипника на момент полной затяжки болтов

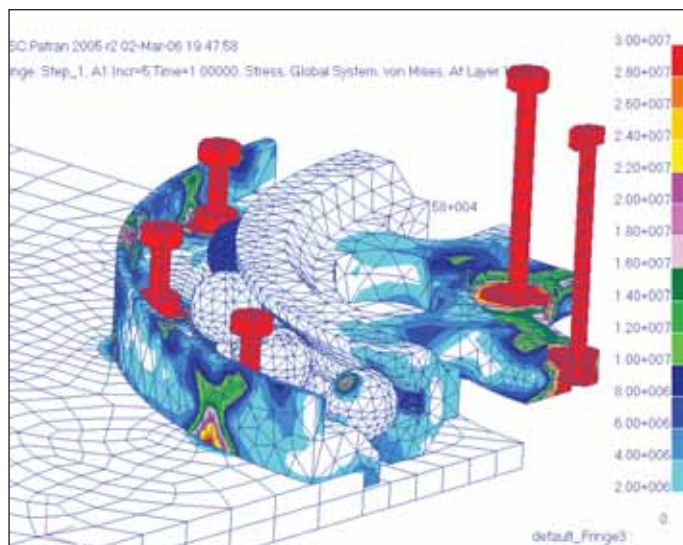


Рис. 9. Поле эквивалентных напряжений по Мизесу ($\text{H}/\text{м}^2$) в элементах подшипника на момент полной затяжки болтов (изменен диапазон цветовой шкалы)

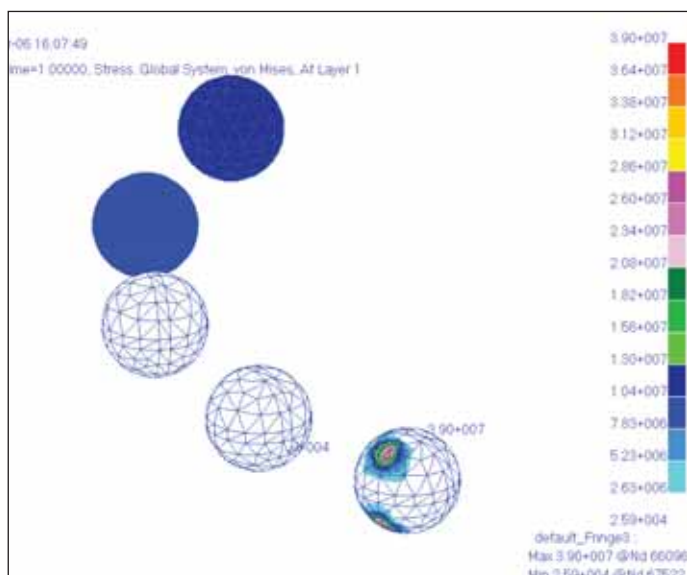


Рис. 10. Поле эквивалентных напряжений по Мизесу ($\text{H}/\text{м}^2$) в шариках на момент полной затяжки болтов

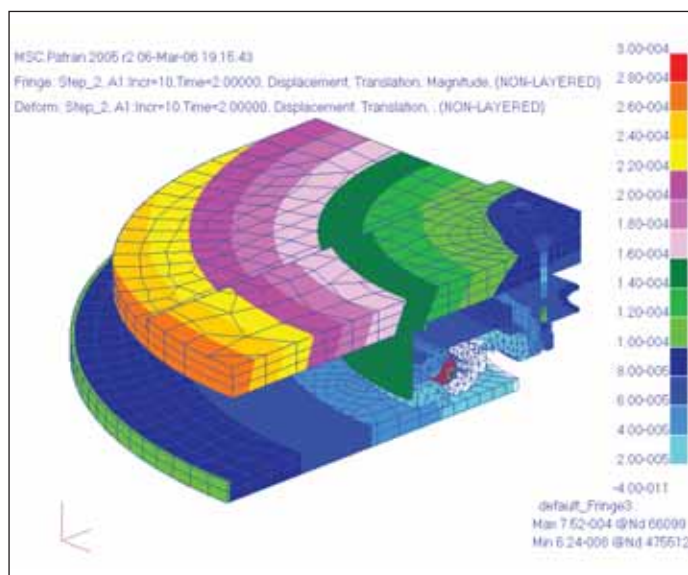


Рис. 11. Поле перемещений (м) в сборке при нагреве конструкции на 60°C от исходного состояния

Для моделирования истории нагружения конструкции сформированы три группы нагрузок (LOAD CASE). Первая соответствует предварительному затягу болтов в конструкции, вторая — нагреву элементов подшипника на 60°C , а третья — равномерной загрузке верхней плиты силой в три тонны.

Характерной особенностью контактных задач, решаемых с помощью решателя MSC.Marc (а именно он используется в программном комплексе MSC.AFEA), является задание контактных таблиц (рис. 7), где устанавливается характер взаимодействия компонентов конструкции между собой — причем для каждой пары контактных тел можно задать индивидуальные параметры, наиболее точно соответствующие особенностям взаимодействия.

На рис. 8 показаны результаты расчета — эквивалентные напряжения по Мизесу — на момент окончания затяжки болтов (до уровня осевых напряжений, равных $50 \text{ кгС}/\text{мм}^2$, размерность числовой шкалы — $\text{H}/\text{м}^2$).

Как видно из рисунка, наибольшие напряжения возникают непосредственно в болтах, а также в местах их контакта с другими компонентами сборки. В других частях конструкции напряжения оказываются ниже $3,7 \text{ кгС}/\text{мм}^2$. Чтобы уточнить значения напряжений в менее нагруженных компонентах сборки, меняем диапазон шкалы (рис. 9).

На рис. 10 показано поле эквивалентных напряжений в самих шариках на момент окончания затяжки болтов. Как видно, наибольшему сжатию подвергается крайний шарик, но контакт-

ные напряжения невелики (порядка $4 \text{ кгС}/\text{мм}^2$).

На рис. 11 показано распределение перемещений при нагреве конструкции на 60°C .

Поле перемещений определяется в основном температурным расширением материалов конструкции. Коэффициент температурного расширения у алюминия примерно в 2,6 раза выше, чем у титана, поэтому примерно в той же пропорции отличаются и перемещения в точках верхней и нижней плит, равноудаленных от оси подшипника.

Что касается перемещений шариков, то максимальные значения соответствуют вращению вокруг центра тяжести шарика. Максимальные перемещения при этом также примерно равны 1 мм (рис. 12). Уровни напряжений в шариках

после второй стадии нагружения не вызывают опасений (рис. 13). Максимальные напряжения по Мизесу — порядка $0,2 \text{ кгС/мм}^2$.

Можно с уверенностью утверждать, что нагревание подшипника на 60°C от исходного состояния не повлияет на его функциональность и заклинивания не произойдет.

Нагружение подшипника равномерно распределенной силой в три тонны — третий этап расчета — также не вызывает опасных напряжений (рис. 14). Напряжения не превышают $7\text{--}8 \text{ кгС/мм}^2$ в массивных элементах и 60 кгС/мм^2 в болтах.

Таким образом, расчет подтвердил правильность конструкторского решения. В то же время следует отметить, что мощный функционал решателя MSC.Marc безусловно требует высокой квалификации пользователя. В нашем КБ еще только нарабатывается практика решения сложных задач с использованием решателя MSC.Marc — и результаты, приведенные в этой статье, были получены не сразу. Пришлось изрядно потрудиться над настройкой параметров решателя, поработать с разными вариантами расчетной модели, понадобились и консультации специалистов московского

офиса MSC, за которые мы очень признательны. Но очередной этап преодолен, накоплен опыт, и мы с оптимизмом смотрим в будущее.

Алексей Корнеев,
начальник отдела КБТочмаш
Сергей Моргулец,
начальник сектора КБТочмаш
Максим Климов,
инженер КБТочмаш
Сергей Девятков,
ведущий специалист компании CSoft
Тел.: (495) 913-2222
E-mail: devyatov@csoft.ru

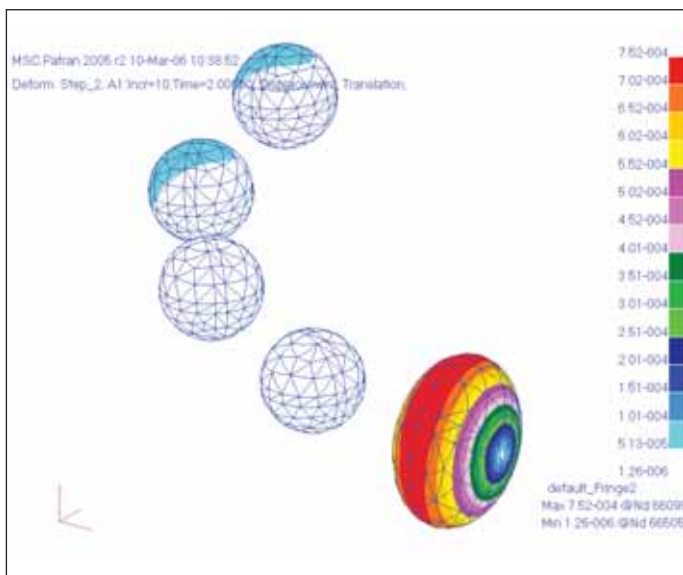


Рис. 12. Поле перемещений (м) в шариках при нагреве конструкции на 60°C от исходного состояния

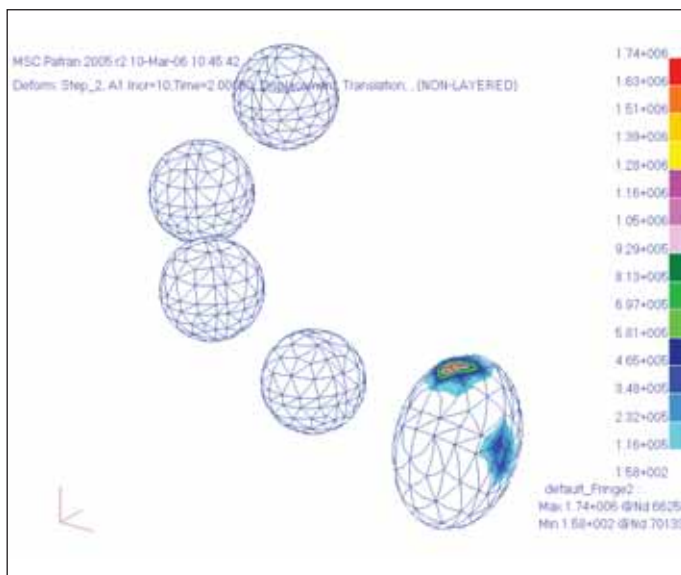


Рис. 13. Напряжения в шариках (Н/мм^2) при нагреве конструкции на 60°C от исходного состояния

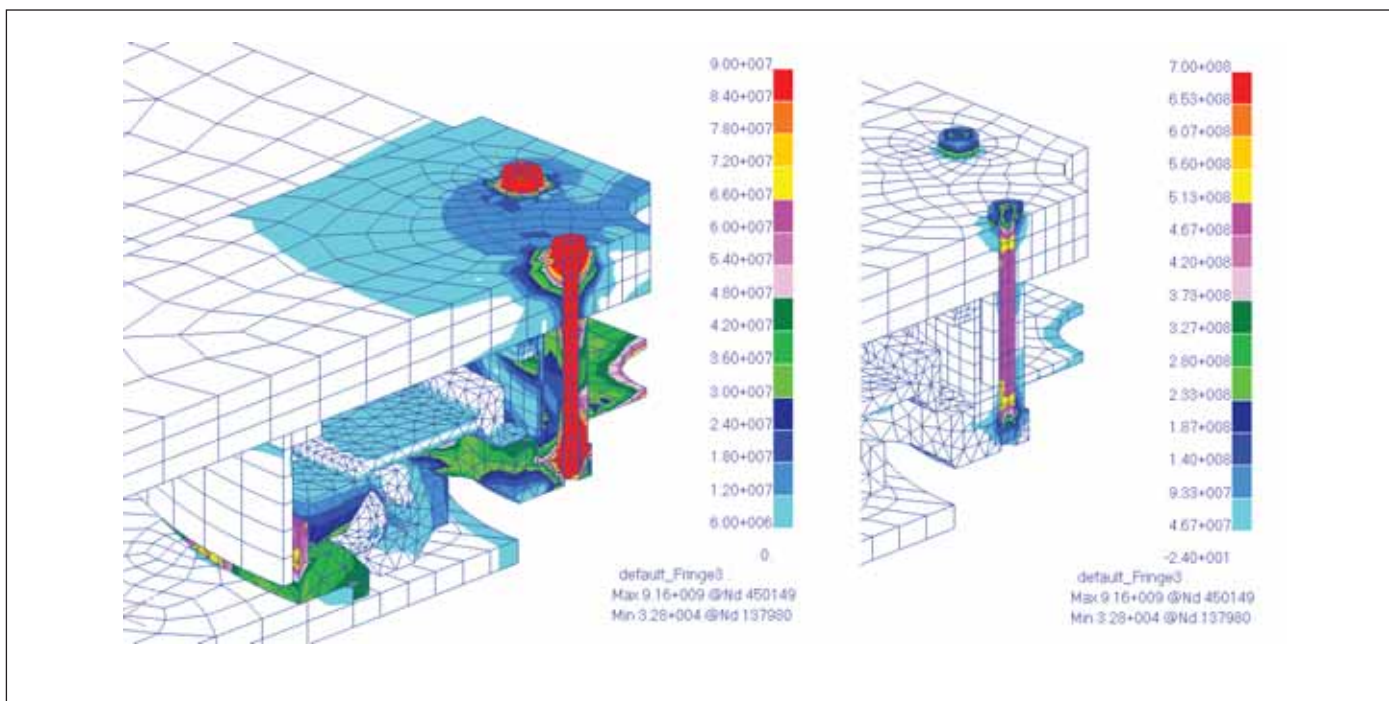


Рис. 14. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу (Н/мм^2) после нагружения подшипника силой в три тонны