

5. Какие мероприятия, направленные на повышение коэффициентов запаса прочности, на ваш взгляд, наиболее существенны?
6. Приведите в графическом виде, используя средства *Ansys Workbench*, изменение напряжений концентраторов напряжений в галтелях проектируемого двигателя. Оформите отчет с выполненным расчетом коленчатого вала.
7. Каким образом рассчитывается общее расчетное время?
8. Объясните протекание графика изменения напряжений для различных галтелей КВ.

Лабораторная работа № 7

ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ШАТУНА

Теоретическая часть

Любая методика анализа усталостной долговечности в качестве исходных данных использует, во-первых, сведения о динамической нагруженности детали в виде истории изменения напряжений в условиях эксплуатации, во-вторых, свойства усталости, определяемые по результатам экспериментальных исследований.

В программной среде *Ansys Workbench* первое решение, которое должен принять пользователь, – выбрать расчет малоцикловой усталости или многоцикловой. Разрушение от малоцикловой усталости – это разрушение в условиях повторного упругопластического деформирования с числом циклов до $5 \cdot 10^4 - 10^5$, которое является условной границей мало- и многоцикловой усталости для пластичных сталей и сплавов и определяет число циклов от упругопластического к упругому циклическому деформированию. Расчет многоцикловой усталости базируется на эмпирической *S-N* кривой, расчет малоцикловой усталости – на параметрах материала.

Общая схема решения задач усталости в программной среде *Ansys Workbench* приведена на рис. 7.1.

Типы циклической нагрузки

В отличие от статического анализа, где используется единственное значение величины напряжения, усталостная задача включает напряжения, изменяющиеся в течение длительного промежутка времени. Различают четыре типа нагрузки (см. рис. 7.1, блок А). Сюда включают показана-

тель, так называемый идентификатор амплитуды цикла, показывающий, насколько сильно изменяется со временем уровень амплитуды нагружения, а также показатель, отображающий изменение самой нагрузки. Если главные напряжения не изменяются, это представляют как регулярное нагружение и, наоборот, если главные напряжения изменяются, это является нерегулярным нагружением.

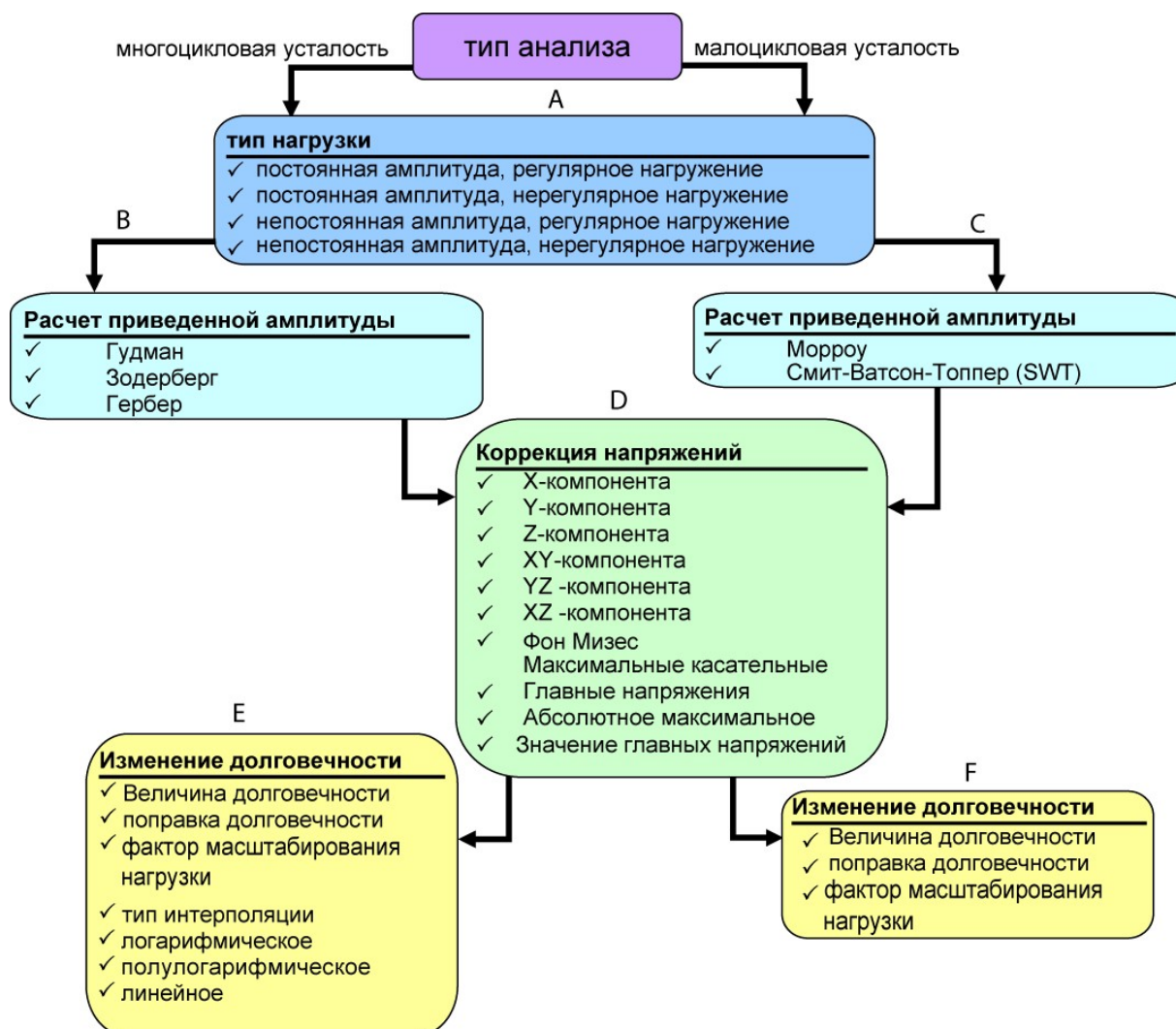


Рис. 7.1. Схема решения задач усталости в *Ansys Workbench*

Постоянная амплитуда, регулярное нагружение – вид нагружения, когда амплитуда напряжений имеет максимальное значение на всем протяжении временного интервала (рис. 7.2). Здесь могут быть заданы симметричный, асимметричный и отнулевой циклы нагружения.

Постоянная амплитуда, нерегулярное нагружение – в отличие от предыдущего типа усталостной задачи здесь присутствует фактор нагружения, который указывает, насколько изменяются напряжения с течением

времени. В связи с этим разрушение может произойти в местах, которые не так легко идентифицировать. Этот вид анализа используется для нагружения двумя видами нагрузок (например нагружение изгибом или скручиванием), а также в тех задачах, где изменение величины нагрузки вызывает распределение напряжений в модели, что особенно важно для нелинейных контактов, таких как болтовое соединение.

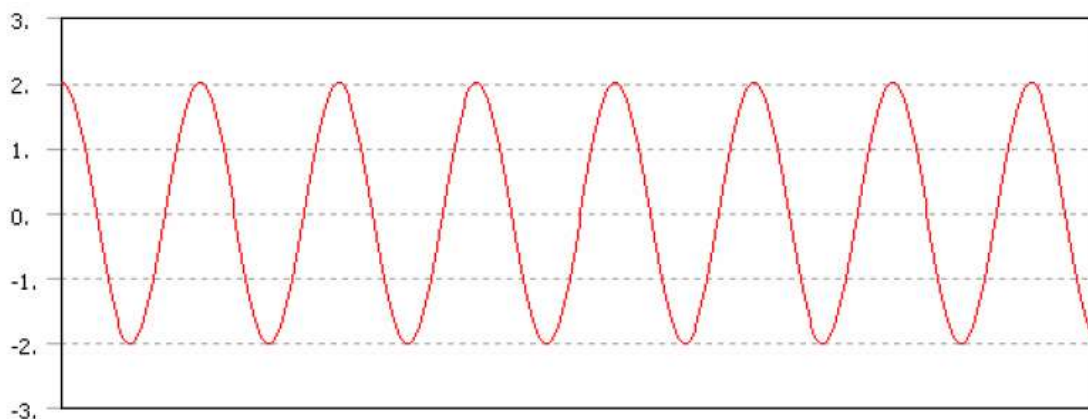


Рис. 7.2. Схематичное представление симметричного цикла нагружения

Непостоянная амплитуда, регулярное нагружение – этот вид анализа нуждается в задании только одного набора результатов расчета. Так как нагружение регулярно, определить место повреждения детали затруднительно. Для вычисления места повреждения *Workbench* используют линейную теорию повреждений, включая различные циклы нагружения с различной амплитудой (рис. 7.3).

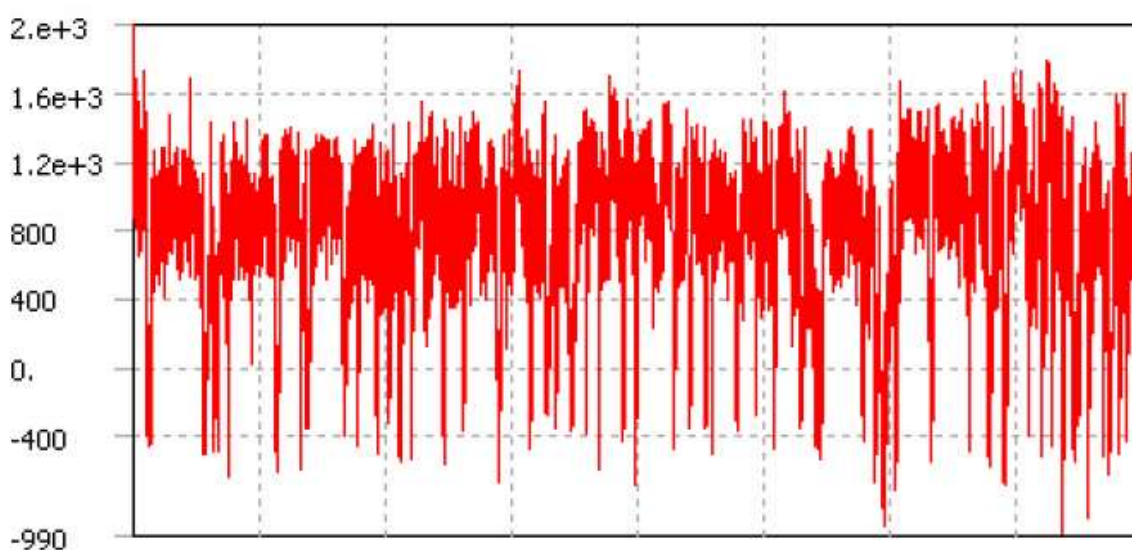


Рис. 7.3. Схематичное представление цикла с непостоянной амплитудой

Непостоянная амплитуда, нерегулярное нагружение – наиболее общий случай, который подобен анализу при постоянной амплитуде и нерегулярном нагружении. Отличие в том, что в этом типе анализа существует больше двух различных наборов напряженных состояний. Сложность состоит не только в определении места повреждения детали, но и в определении комбинации нагрузок, которые наносят повреждения.

Выбор расчетного напряжения

После того как проведен выбор типа усталостного расчета, необходимо выбрать величину, характеризующую напряженное состояние. Классическая теория многоциклового усталости позволяет оценить сопротивление усталости детали, работающей в условиях одноосного напряженно-деформированного состояния. В этом случае нагружение характеризуется единственной ненулевой компонентой тензора напряжений.

В большинстве случаев материал детали испытывает сложноподобное напряженное состояние. В том случае, если величина одного компонента тензора напряжений существенно превосходит другие, оценку нагруженности при сложном НДС проводят аналогично, как и при случае одноосного напряженного состояния. При этом за расчетное напряжение выбирается величина, которая позволяет наиболее точно охарактеризовать условия нагружения. Такая величина может представлять следующие напряжения:

- максимальное абсолютное значение главных напряжений (принимается, что повреждения наносят как максимальные растягивающие, так и максимальные сжимающие напряжения);
- максимальные главные напряжения (расчет ведется по первому главному напряжению и применяется в основном при расчете сварных соединений, поскольку основной вклад в усталостное повреждение вносят растягивающие напряжения);
- эквивалентные напряжения фон Мизеса, рассчитанные по главным напряжениям:

$$\sigma_{\text{экс}} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]},$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные напряжения;

- эквивалентные напряжения фон Мизеса, рассчитанные по компонентам тензора напряжения с использованием формулы Мизеса:

$$\sigma_{\text{экс}} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)]},$$

где $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ – компоненты тензора напряжений.

Определение приведенных амплитуд

Для учета асимметрии цикла нагружения при определении характеристик сопротивления усталости элементов машин и конструкций применяют два подхода:

- определение характеристик сопротивления усталости по диаграммам предельных амплитуд – при регулярных процессах нагружения;
- формирование однопараметрических распределений приведенных амплитуд – амплитуд симметричного цикла, приводящего к эквивалентным повреждениям для несимметричного цикла.

Приведенные амплитуды могут быть определены следующим образом (см. рис. 7.1, блок В):

- модель Кинасошвили, где приведенная амплитуда вычисляется по зависимости

$$\sigma_{a np} = \sigma_a + \psi \cdot \sigma_m,$$

где σ_a – амплитуда цикла; ψ – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла нагружения; σ_m – среднее значение напряжения цикла.

- модель Зодерберга, где приведенная амплитуда вычисляется по зависимости

$$\sigma_{a np} = \sigma_a / \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_t} \right) \right),$$

где σ_t – предел текучести при растяжении;

- модель Гербера

$$\sigma_{a np} = \sigma_a / \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right)^2 \right),$$

где σ_B – предел прочности при растяжении;

- модель Гудмана

$$\sigma_{a np} = \sigma_a / \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right) \right).$$

Все эти теории используют статистические данные о свойствах материалов, такие как предел текучести и предел прочности.

Для малоциклового усталости в *Ansys Workbench* применяют две модели (см. рис. 7.1, блок С):

- модель Морроу:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f (2N_f)^c,$$

где $\sigma_f = 1,75 \cdot \sigma_{dl}(T)$ и $\varepsilon_f = 0,5 (\ln(1/(1-\psi(T))))^{-c}$. В этих зависимостях (σ_f/E) , ε_f – коэффициенты соответственно циклической прочности и пластичности в уравнении Морроу; b, c – показатели соответственно циклической прочности и пластичности в уравнении Морроу; $\Delta \varepsilon/2$ – суммарная амплитуда деформаций; E – модуль упругости; N_f – число циклов до повреждения; $2N_f$ – число циклов до отказа; ψ – относительное сужение при разрыве; $\sigma_{dl}(T)$ – предел длительной прочности для эффективной температуры цикла;

- модель Смита-Ватсона и Топпера:

$$\sigma_{\max} \frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{(\sigma_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f \cdot \varepsilon_f (2N_f)^{b+c}.$$

Коррекция напряжений (см. рис. 7.1, блок D)

Экспериментальные данные испытаний материалов являются главным образом одноосевыми, тогда как результаты расчетов модели являются многокомпонентными. В некоторых случаях, как уже упоминалось выше, напряжение должно быть преобразовано до одноосного для того, чтобы было возможно сравнить его с экспериментальными данными. Таким напряжением может выступить максимальное главное напряжение, максимальное тангенциальное или другое. Пользователь может задать напряжение, которое соответствует условиям задачи.

Изменение показателей долговечности (см. рис. 7.1, блок F и E)

Величина долговечности (Value of Infinite Life)

Другим доступным параметром анализа усталости является способность установить значение для числа циклов нагружения, при котором поврежденность детали будет стремиться к нулю. То есть при постоянной амплитуде нагружения, если переменное напряжение ниже, чем самое низкое переменное напряжение на кривой усталости, задача усталости будет использовать значение долговечности в самой крайней точке кривой SN .

Это позволяет задать безопасный предел для материалов, для которых не существует экспериментальных кривых $S-N$. Кроме того, при нерегулярном нагружении цикла циклы с очень маленькими переменными усилиями могут привести к завышенным повреждениям, если число таких циклов достаточно высоко. Чтобы обеспечить управление и этим процес-

сом, пользователь может установить бесконечное число циклов, которое будет использоваться, если переменное напряжение будет вне предела кривой SN . Установка высокого значения сделает небольшие циклы напряжения менее разрушительными, если они произойдут много раз. Результаты матрицы повреждаемости могут быть полезными в определении эффектов небольших циклов напряжения при установленной истории нагружения.

Поправка усталостных свойств

Усталостные свойства материала измеряются в определенных условиях. Если эксплуатационные свойства материала отличаются от эталонных значений, необходимо вводить поправочный коэффициент, сглаживающий эти различия. Поправочный коэффициент имеет величину меньше чем единица.

Масштабируемость нагрузки

Пользователь может также определить коэффициент пропорциональности нагружения. Этот показатель может быть параметризован. Использование этого коэффициента позволяет оценить влияние величины нагрузки на НДС.

Интерполяция кривой SN

В пределах кривой Велера (кривая SN) существуют три различных метода интерполяции: логарифмический, полулогарифмический и линейный. Результаты исследования будут зависеть от метода интерполяции, который установит пользователь.

Типы результатов

Скажем пару слов о результатах, которые представляют интерес при проведении расчета долговечности.

Показатель долговечности (Life)

Этот показатель представляет число циклов, которое деталь выдержит без разрушения.

Поврежденность (Damage)

Поврежденность от переменной нагрузки определяется как отношение количества циклов данного узла к максимальному числу циклов для данной детали. Величина менее единицы соответствует тому, что деталь будет разрушена до достижения своих максимальных показателей долговечности.

Фактор безопасности (Safety factor)

Показывает эпюру коэффициента запаса усталостной прочности, рассчитанного относительно полного отказа детали. Показатели меньше единицы свидетельствуют о том, что этот элемент разрушится, не достигнув установленного числа циклов нагружения.

Показатель неодноосности (Biaxiality factor)

Показатель неодноосности определяет узловое отношение минимального главного напряжения к максимальному. При величине, равной нулю, напряженное состояние близко к одноосному, при -1 соответствует чистому сдвигу, при 1 – чистому двуосному состоянию.

Коэффициент усталостной чувствительности (Fatigue sensitivity)

Показывает влияние уровня нагрузки на показатели долговечности. Например, пользователь может определить долговечность при 150 %-ном нагружении.

Матрицы повреждаемости и матрицы Rainflow (Damage matrix, Rainflow matrix)

Эти результаты доступны только для расчетов с переменной амплитудой напряжений.

В матрице поврежденности ось Z соответствует числу циклов нагружения для данного уровня переменных и средних напряжений. Этот результат дает представление о составе истории нагружения.

Матрица *Rainflow* показывает количество "закрытых" гистерезисных циклов в прикладываемой к детали истории нагрузки. При несимметричном цикле нагружения достаточно сложно определить количество циклов, и без этой диаграммы сложно понять, сколько раз деталь нагрузили – разгрузили так, что это можно было считать циклом нагружения.

Гистерезис (Hysteresis)

При проведении упругого расчета принимаются допущения линейного роста деформаций от нагрузок, хотя в реальности это не так. Поведение конструкции в ответ на изменение нагрузок может быть нелинейно. Однако затраты времени на проведение нелинейного и линейного расчетов существенно отличаются не в пользу первых. Поэтому программно вводится поправка Нейбера для учета пластической составляющей деформации. График гистерезиса показывает изменение локальной упругопластической составляющей деформации для выбранного объекта.

Практическая часть

Проведем расчет долговечности шатуна тракторного дизеля. Создаем новый проект со структурным расчетом, в котором проведем расчет напряжений для условий эксплуатации шатуна. Модель, КЭМ и ГУ шатуна представлены на рис. 7.4 соответственно.

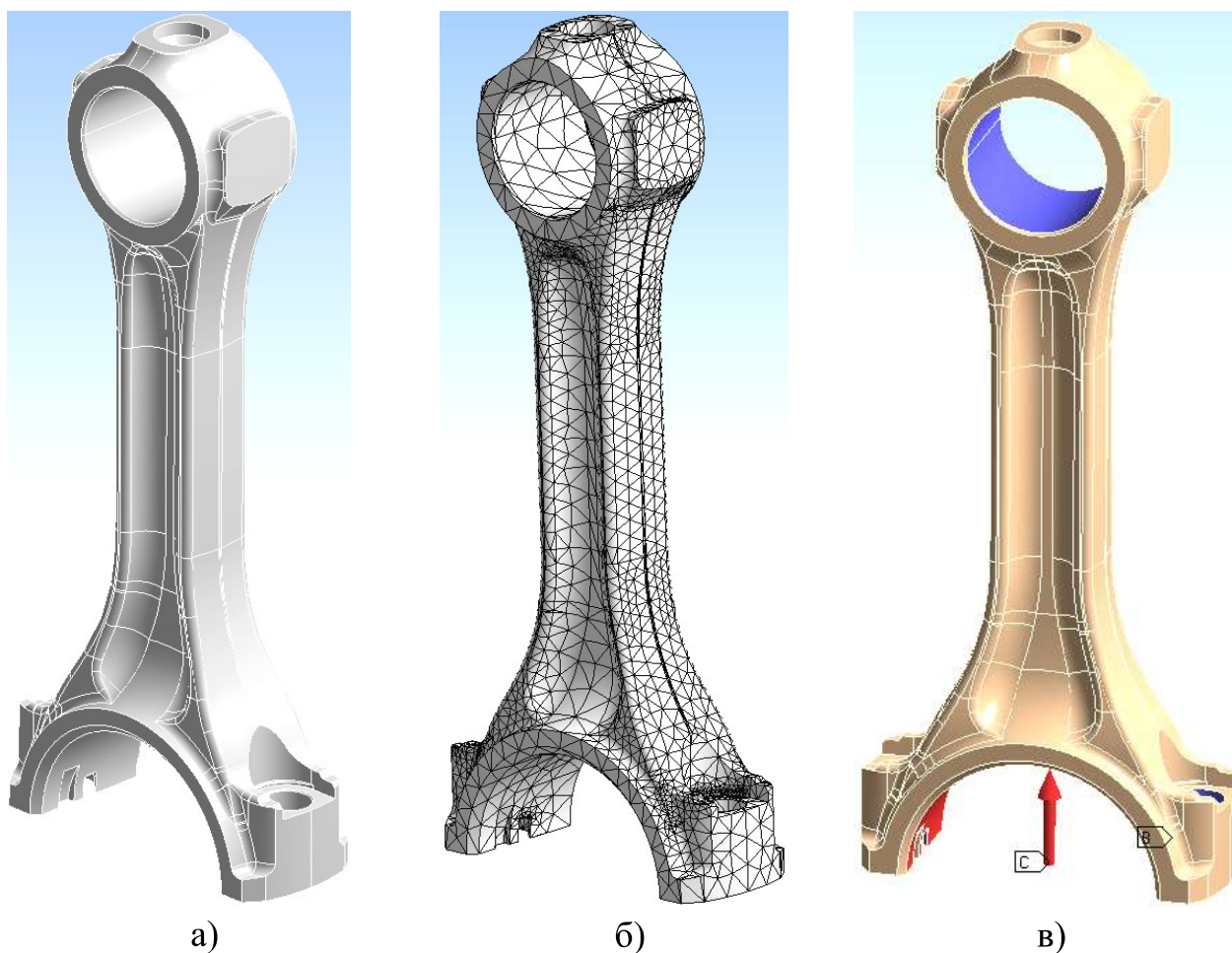


Рис. 7.4. Шатун тракторного дизеля: а – модель шатуна; б – КЭМ шатуна; в – ГУ шатуна

В качестве ограничений выступают

- нагрузка (*Insert – ПКМ – Bolt Load*) на цилиндрической части нижней шатунной головки, равная $F=10^5$ Н в направлении оси шатуна, к верхней головке;
- фиксация (*Insert – ПКМ – Fixed Support*) поршневой головки шатуна;
- ограничение перемещений на цилиндрических поверхностях отверстий под болты (*Insert – ПКМ – Cylindrical Support*).

В окно результатов расчета добавляем стандартные эпюры эквивалентных напряжений и суммарных деформаций. Для добавления инструмента оценки долговечности выполняем команду *Solution – ПКМ – Insert – Fatigue – Fatigue Tool* (рис. 7.5). Для создания переменного цикла нагружения установим значение тип нагрузки – *Fully Reversed*. В строке анализа указываем значение многоциклового нагружения *SN-None*. В качестве величины, определяющей НДС, установим *Stress Component = Equivalent (von Mises)*. Масштабный фактор приравняем к величине – 0,8, поскольку будем считать, что образец выполнен методом литья.

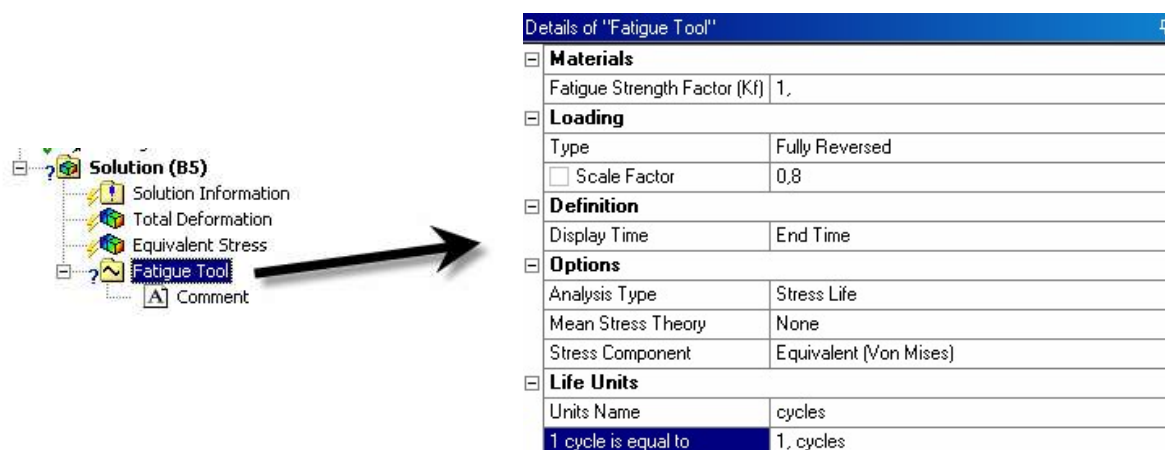


Рис. 7.5. Настройки расчета долговечности шатуна

После этого настроим результаты для вывода:

1. Выполним команду *Fatigue Tool – ПКМ – Life*, которая отобразит распределение долговечности для модели.
2. Выполним команду *Fatigue Tool – ПКМ – Safety Factor*, при этом установим порог для безопасной зоны циклов, равный 10^6 циклов. Эта команда позволит отобразить фактор безопасности для модели.
3. Выполним команду *Fatigue Tool – ПКМ – Biaxiality Indication*, которая установит, какие части модели находятся в НДС, близкому к одноосному, а какие – нет.
4. Выполним команду *Fatigue Tool – ПКМ – Fatigue Sensitivity* для вывода графика изменения долговечности от уровня нагрузки. Установим минимальную вариацию нагрузки на уровне 80 % (то есть 8 кН), а максимальную – 120 % (12 кН).

Окно модели после выполнения этих команд будет выглядеть подобно рис. 7.6. Эпюра распределения фактора безопасности приведена на рис. 7.7, а, эпюра *Fatigue Sensitivity* приведена на рис. 7.7, б.

Проанализировав результаты, делаем выводы: конструкция шатуна в части крепления шатунных болтов не удовлетворяет требованиям долговечности, поскольку разрушение там наступит уже через 3600 циклов при нагрузке в 8 кН и через 1600 циклов при нагрузке 12 кН.

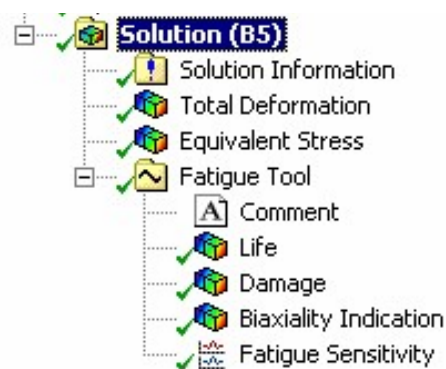
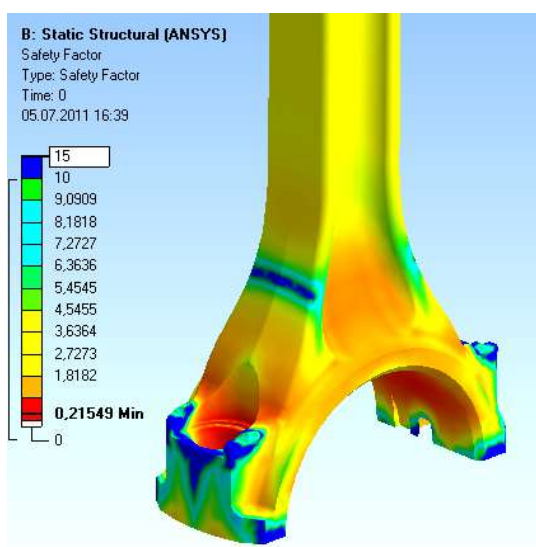
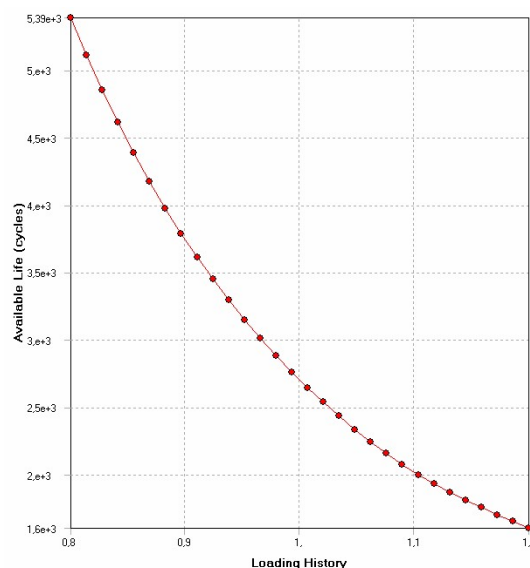


Рис. 7.6. Окно настройки задачи



а)



б)

Рис. 7.7. Результаты расчета: а – эпюра фактора безопасности модели; б – график чувствительности модели (долговечности) к изменению нагрузки

Расчет шатуна при нерегулярной нагрузке

Рассмотрим нагружение шатуна силой, не постоянной во времени. Величина нагрузки будет изменяться по выбранной истории нагружения. Расчет выполняем в следующей последовательности:

1. Проведем статический анализ при воздействии нагрузки 10 кН.
2. Настроим результаты вывода показателей долговечности, используя команду *Fatigue Tool*.

3. Определим историю нагружения, выполнив команду *Solution – ПКМ – Insert – Fatigue – Fatigue Tool*, установив значение в строке *Loading Type – History Data*. Выберем существующую историю нагружения *SAE-BracketHistory* из папки *Ansys Workbench* и установим фактор масштабирования нагрузки, равный 0,02.

4. Выполним команду *Fatigue Tool – ПКМ – Rainflow* для вывода матрицы поврежденности конструкции после проведения расчета.

5. Установим использование зависимости Гудмана для определения приведенной амплитуды цикла (одновременно в графическом окне отображается модель Гудмана). В качестве расчетной величины выбираем *Stress Component – Equivalent (von Mises)*, по величине которой впоследствии будет оценена долговечность конструкции.

6. Запускаем выполнение расчета.

7. Проводим анализ матрицы поврежденности (в настройках вывода графика установим *Chart Viewing Style – Three Dimensional*. На рис. 7.8, а и б приведена расчетная матрица *Rainflow* и матрица поврежденности.

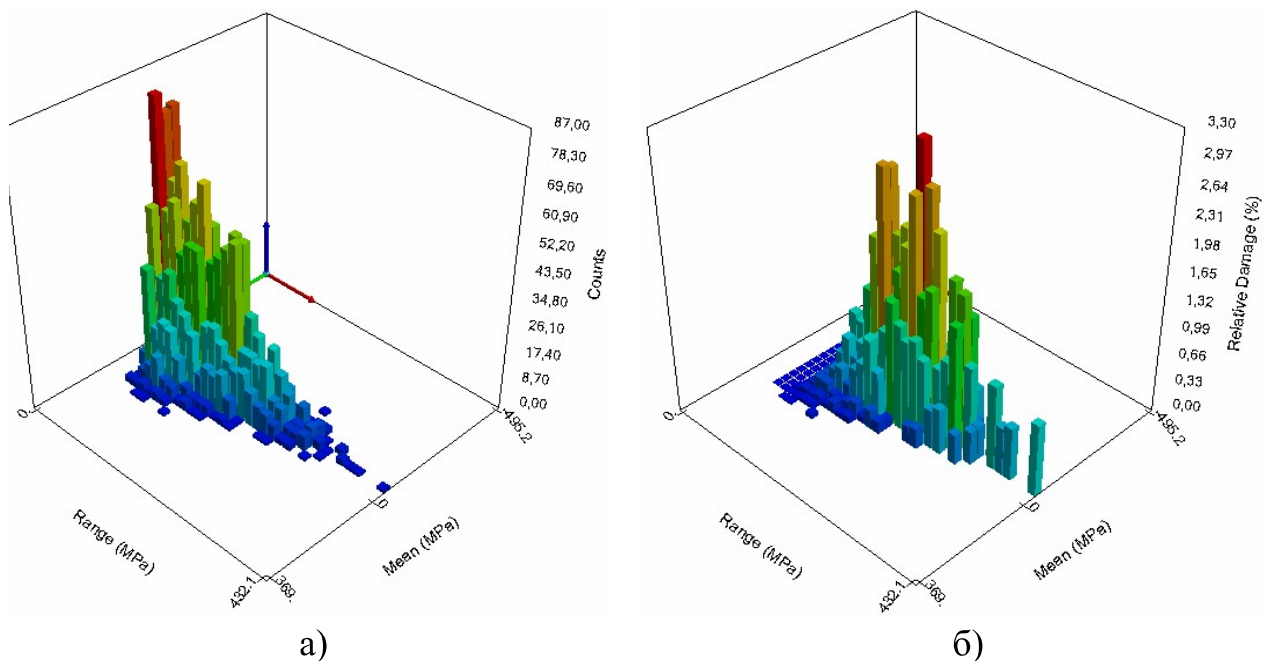


Рис. 7.8. Результаты расчета: а – матрица Rainflow; б – матрица поврежденности

Отметим, что при настройке истории нагружения один файл истории нагружения может соответствовать различным временным интервалам. Например, история нагружения может охватывать день, месяц или год. Это необходимо учитывать при расчете долговечности. Задать величины изменения единицы долговечности можно в окне «*Details of Fatigue Tool*» – *Life Units*, выбрав требуемое значение.

8. Используя команду *Fatigue Tool – ПКМ – Fatigue Sensitivity*, добавим график изменения величины долговечности от вариации истории нагружения (рис. 7.9).

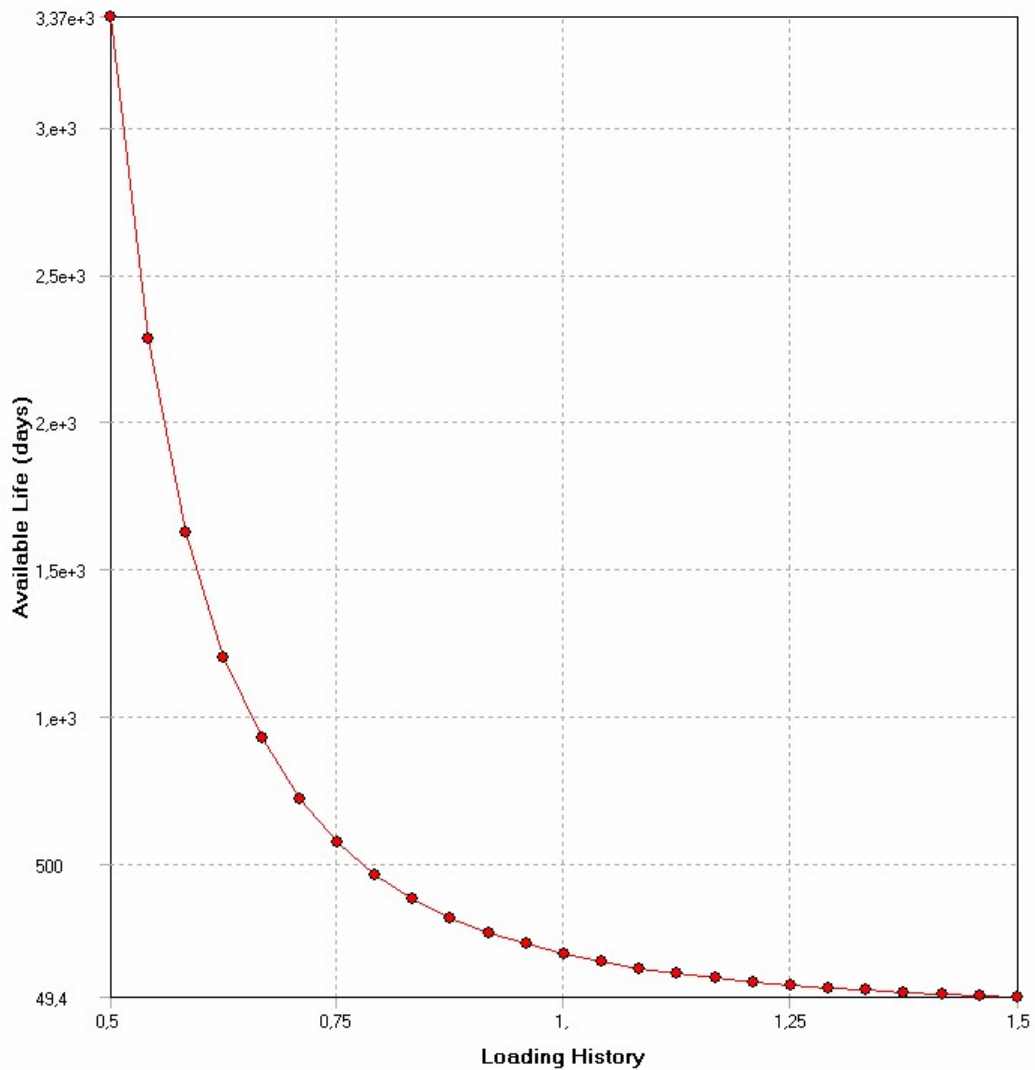


Рис. 7.9. График влияния величины нагружения на величину долговечности

9. Продублируем выполненный расчет, изменив метод определения приведенной амплитуды цикла. На этот раз откажемся от использования метода Гудмана в списке методов и установим значение *None*.

10. Сравним результаты расчетов.

Вопросы для самопроверки и практические задания

1. Какие виды циклического нагружения можно задавать в *Ansys Workbench*?

2. В чем состоит отличие малоциклового усталости от многоциклового?

3. Объясните различия между симметричным, асимметричным и отнулевым циклами нагружения?

4. Как определяются амплитуда нагружения, средние напряжения цикла и коэффициент асимметрии цикла?

5. Каким образом провести расчет эквивалентных напряжений фон Мизеса, используя компоненты тензора напряжений и главные напряжения?
6. В каких целях используют кривую *SN*?
7. Какой физический смысл несет эюра *Life*?
8. Какой физический смысл несет эюра *Damage*?
9. В чем состоит физический смысл эюры *Safety Factor*?
10. Какой физический смысл несет эюра *Biaxiality Indication*?
11. Опишите назначение эюры *Fatigue sensitivity*.
12. Какой физический смысл несет матрица *Rainflow*?
13. Опишите назначение матрицы *Damage*.
14. Провести расчет долговечности детали КШМ на выбор. Проанализировать полученные данные, используя при этом различные методы для получения приведенных амплитуд цикла. Подготовить отчет по проделанной работе.

Лабораторная работа № 8

ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ШАТУННО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ С УЧЕТОМ НЕСКОЛЬКИХ ФАКТОРОВ НАГРУЖЕНИЯ

Теоретическая часть

Высокий уровень форсирования современных дизелей значительно повышает тепловые и механические нагрузки, действующие на поршневую группу и кривошипно-шатунный механизм. При создании современных конкурентоспособных двигателей перед конструкторами стоит ряд трудно-совместимых задач:

- повышение прочностных показателей деталей поршневой группы и КШМ;
- снижение массовых показателей этих деталей;
- обеспечение этих показателей не должно приводить к существенному увеличению производственных затрат.

Решение данной задачи возможно с использованием средств автоматизированного проектирования, позволяющих значительно повысить точность прочностного и температурного анализа на основе использования расчетных комплексов, реализующих метод конечных элементов. Значительное повышение точности расчетов связано с возможностью моделиро-