

## Лабораторная работа № 6

### РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

#### Теоретическая часть

Известно, что тракторные дизели большую часть времени эксплуатируются при неустановившихся режимах. Угловые ускорения коленчатого вала достигают значений  $150...200 \text{ рад}\cdot\text{с}^{-2}$ , что приводит к существенному отклонению показателей дизеля от их значений при установившихся режимах [2, 4, 7]. В частности, изменяется максимальная скорость нарастания давления в цилиндре по сравнению с установившимися режимами. Это влияет на величину напряжений в деталях КШМ. На основе анализа данных по эксплуатационной надежности деталей КШМ установлено, что наибольшее количество поломок КВ происходит по щекам с очагом зарождения трещины в галтелях в месте перехода от шатунной шейки в щеку (в плоскости кривошипа) из-за высокой концентрации напряжений при изгибе.

Расчет коэффициентов запаса прочности для регулярного нагружения проводится с использованием таких параметров, как эффективные коэффициенты концентрации напряжений, масштабный фактор, коэффициент поверхностного слоя, коэффициент постоянных напряжений и др., которые, как правило, приводятся в виде графиков. Они не всегда могут быть использованы для расчета, например, КВ современных тракторных дизелей во всем диапазоне изменения конструктивных размеров и соотношений ввиду отсутствия данных.

#### Практическая часть

В связи с вышесказанным целью данной лабораторной работы выступает оценка напряженного состояния коленчатого вала тракторного дизеля.



Рис. 6.1. Модель исследуемого коленчатого вала

В качестве примера выберем коленчатый вал двигателя Д145Т (рис. 6.1). Характеристики коленчатого вала и материала, из которого изготовлен вал, приведены в табл. 6.1 и 6.2 соответственно.

Таблица 6.1

## Параметры коленчатого вала

Описание	Величина	Описание	Величина
Общая длина КВ, мм	735	Радиус кривошипа, мм	60
Количество коренных шеек	5	Толщина щеки, мм	26
Диаметр коренных шеек, мм	70	Радиус скругления между щекой и шейкой, мм	5
Количество шатунных шеек	4	Масса, кг	33,2
Диаметр шатунных шеек, мм	65	—	—

Таблица 6.2

## Физико-механические свойства материала\*

Характеристика	Величина
$E \cdot 10^{-11}$ , Па	2
$\nu$	0,3
$\sigma_{-1}$ , МПа	400
$\sigma_B$ , МПа	850
$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	7850

\*Материал – легированная сталь 45Х ГОСТ 4543-71

Выполнение расчета начинаем с создания конечно-элементной сетки с параметром *Element Size* = 14 мм. Для сгущения расчетной сетки используем команду *Mesh-Insert – Refinement* для всех галтелей КВ. В окне уровня измельчения сетки устанавливаем значение *Refinement* =1. Размер КЭ в местах измерения напряжений (галтели) намеренно уменьшаем с целью повышения качества получаемых результатов, что непосредственно сказывается на величине коэффициента концентрации напряжений (рис. 6.2).

Для имитации нагружения коленчатого вала, соответствующего действительным условиям эксплуатации, задаются силы, действующие на шатунные шейки. К ним относятся:

- центробежная сила инерции вращающихся масс

$$K_r = -m_r r \omega^2,$$

где  $m_r$  – масса кривошипа и шатуна, отнесенная к оси шатунной шейки и совершающая вращательное движение, кг;  $r$  – радиус кривошипа, мм;  $\omega$  – угловая скорость вращения КВ, рад/с;

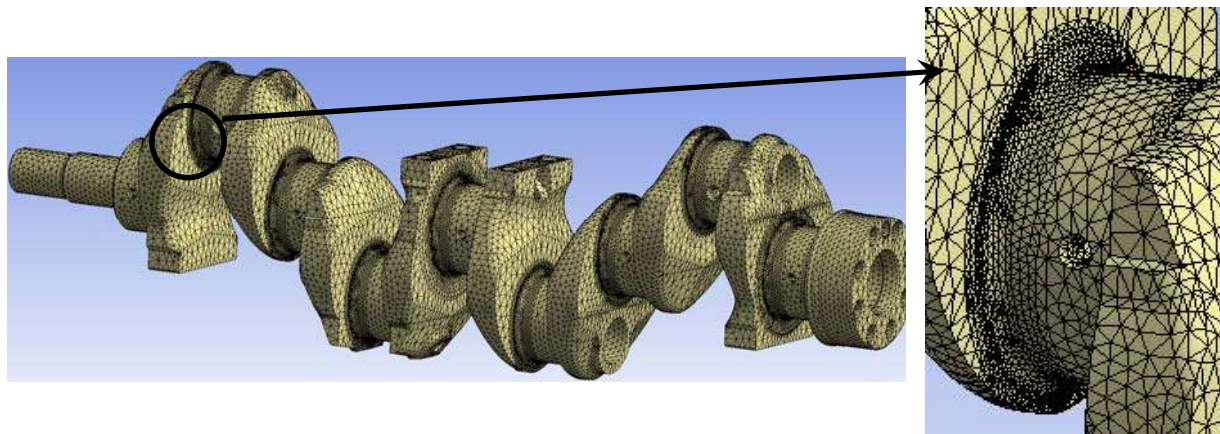


Рис. 6.2. Конечно-элементная модель КВ

- сила, направленная по радиусу кривошипа

$$K = P \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta,$$

где  $P$  – суммарная сила, действующая в кривошипно-шатунном механизме, определяющаяся алгебраическим сложением сил давления газов и сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, кН;  $\varphi$  – угол поворота КВ, град;  $\beta$  – угол отклонения оси шатуна, град;

- тангенциальная сила, направленная по касательной к окружности радиуса кривошипа

$$T = P \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta.$$

Для создания ограничений КВ, имитирующих условия фиксации вала в осевом и радиальном направлениях, создаем локальную цилиндрическую систему координат (*Coordinate System – ПКМ – Insert – Coordinate System*). Ось  $Z$  такой системы координат совпадает с осью КВ, ось  $Y$  описывает угловое положение КВ, а ось  $X$  направлена радиально коренной шейке.

От осевых перемещений коленчатый вал предохраняют два полукольца, устанавливаемые в средней коренной шейке, поэтому на ней устанавливаем соответствующие граничные условия (ГУ)  $UZ=0$ , выбирая при этом соответствующую систему координат.

Поскольку коленчатый вал установлен в подшипниковых опорах, то на коренных шейках записываем следующие ГУ: *Radial=Fixed, Axial u Tangential =Free* (при этом стоит выбирать созданную цилиндрическую систему координат).

Так как эффективный крутящий момент снимается с пятки КВ, то на отверстия болтов в торце фланца накладывалось ограничение полной фиксации (*Static Structural – ПКМ–Insert – Coordinate System*). Таким образом, изменяя направление силы, действующей на шатунную шейку, мы имитируем вращение коленчатого вала.

Для реализации изменения граничных условий во времени, связанных с поворотом КВ относительно оси, будем использовать опцию табличного задания ГУ относительно пользовательской системы координат.

Предварительно перед заданием нагрузок на коренные шейки проводим расчет сил  $K$  и  $T$  в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Нашей целью является получение трех столбцов численных данных: время, сила  $K$  и сила  $T$ . Для получения расчетного времени необходимо учитывать тактность двигателя и частоту вращения (табл. 6.3). Расчет проводим с шагом по времени, соответствующим одному градусу поворота КВ ( $1^{\circ}$  п.к.в.), это нужно учитывать при составлении табличных данных силовых граничных условий.

Таблица 6.3

Характеристики двигателя

Порядок работы цилиндров	1 – 3 – 4 – 2
Номинальная частота вращения КВ, мин <sup>-1</sup>	2100
Масса поступательно движущихся деталей КВ, кг	2,76
Масса шатуна, приведенная к оси кривошипа, кг	1,68

Проведенный расчет позволит получить по два графика изменения величины сил  $K$  и  $T$  для каждой коренной шейки в течение цикла. В качестве примера на рис. 6.3 показан один из таких графиков.

При индивидуальном задании нагрузок на каждую шатунную шейку необходимо учитывать порядок работы двигателя. Для задания нагрузок

на первую и последнюю шатунную шейку создаем прямоугольную систему координат:

- ось  $z$  направляем от носка коленчатого вала к пятке (от первой к четвертой коренной шейке);
- ось  $x$  направляем по часовой стрелке, если смотреть на носок коленчатого вала;
- ось  $y$  должна быть направлена от оси шатунной шейки к оси КВ.

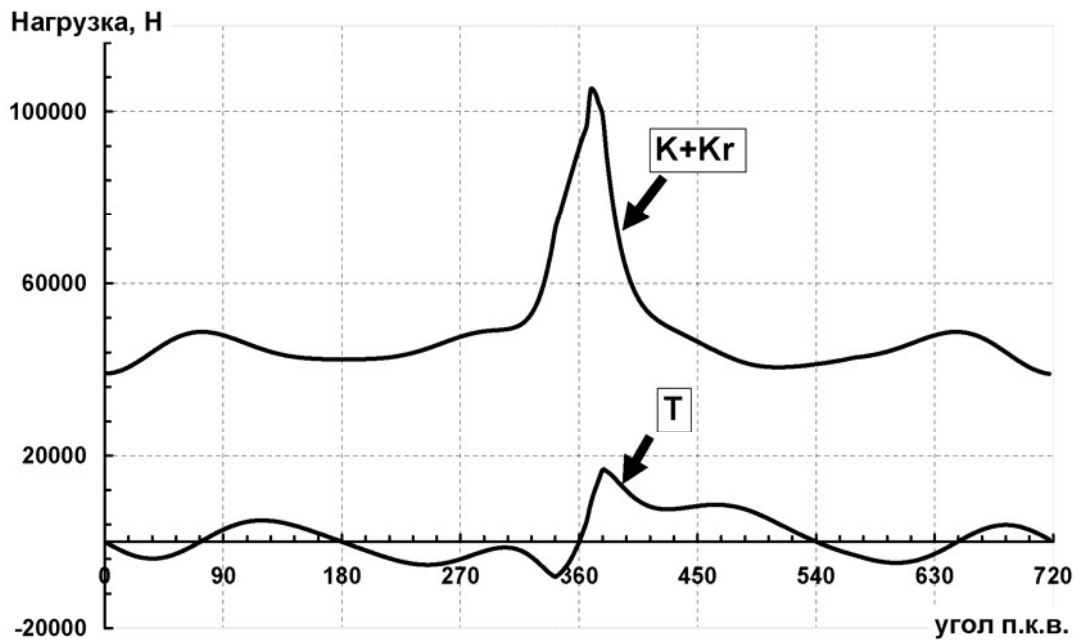


Рис. 6.3. График изменения сил, действующих на шатунную шейку

Аналогичные операции проводим для создания прямоугольной системы координат для второй и третьей шатунных шеек.

С помощью созданных систем координат на каждом расчетном шаге по времени будут задаваться величина и направление действующей силы на шатунной шейке.

Для задания сил, действующих на шатунные шейки, используем команду *Static Structural – ПКМ – Insert – Force*. Устанавливаем определение силы *Define by = Components*.

В итоге мы должны получить графическое окно, которое отражено на рис. 6.4. Здесь жирной стрелкой обозначено направление силы на указанную шатунную шейку в текущий момент времени. В нижнем окне показано графическое изменение сил  $K$  и  $T$  (здесь они обозначены как  $X$  и  $Y$ , поскольку совпадают с направлением координатных осей.) В правом углу

в виде таблицы представлены все численные значения сил  $K$  и  $T$  в зависимости от времени расчета.

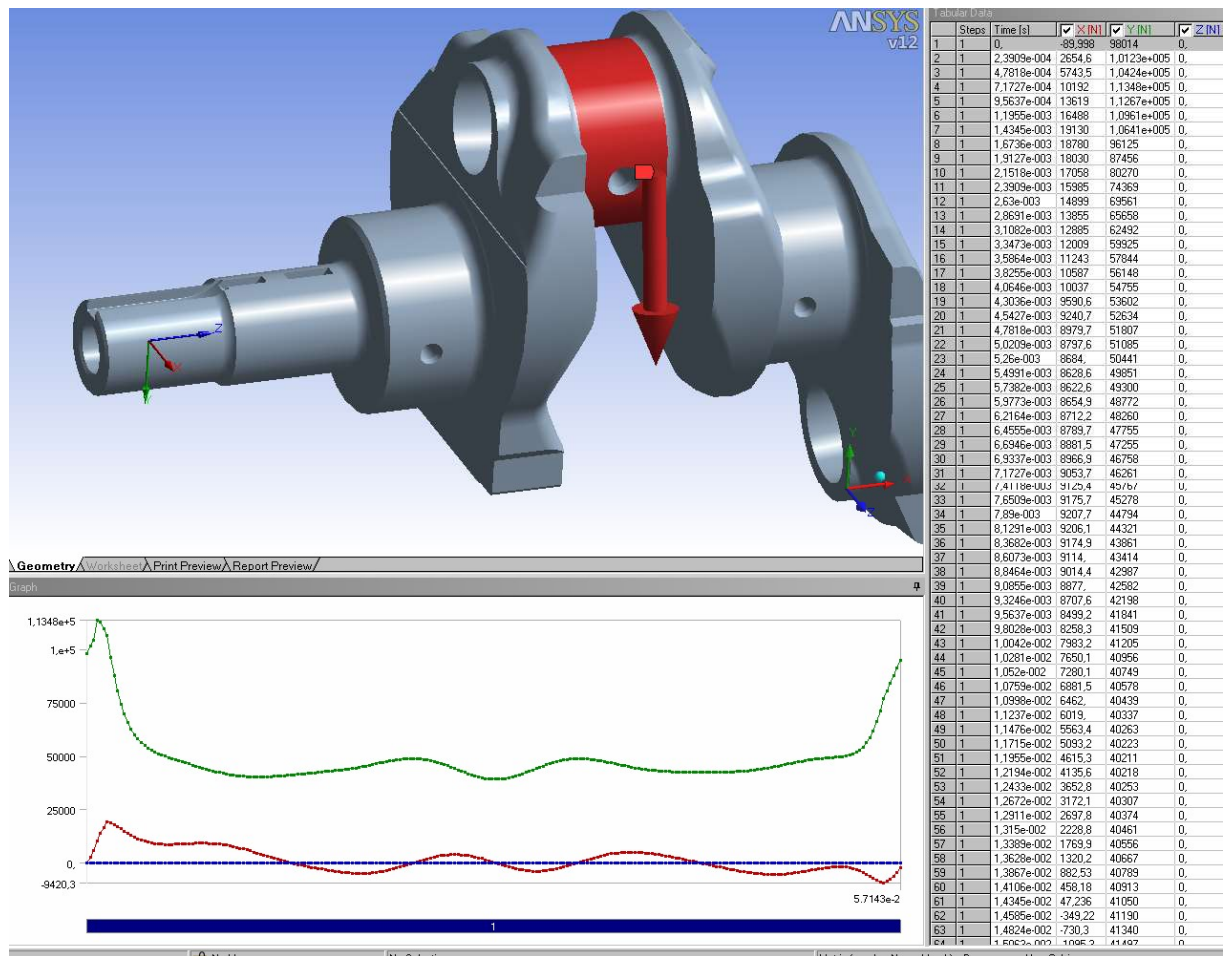


Рис. 6.4. Приложенная сила  $S$ , действующая на шатунную шейку (ее разложение на составляющие силы  $K$  и  $T$  в виде таблицы и графика)

Для оценки уровня напряжений на выбранных галтелях коленчатого вала используем команду *Solution – ПКМ – Probe – Stress* и указываем нужную галтель. Эту процедуру необходимо проделать для всех галтелей коленчатого вала. В качестве расчетного параметра необходимо указывать все компоненты тензора напряжений и первое главное напряжение.

Для вывода результатов используется пользовательская локальная система координат со следующими характеристиками:

- ось  $z$  совпадает с осью КВ, а точка начала системы координат совпадает с серединой пятой коренной шейки;
- ось  $y$  направлена от оси КВ к оси четвертой коренной шейки;
- ось  $x$  направлена влево при взгляде с задней стороны КВ.

Рациональней всего предварительно пронумеровать галтели и при выводе результатов обозначить их соответствующими символами (рис. 6.5 и 6.6).

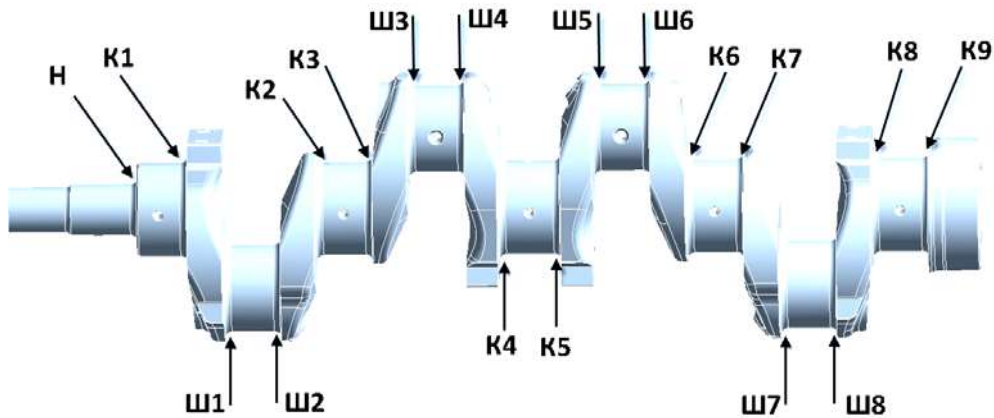


Рис. 6.5. Области измерения напряжений в КВ

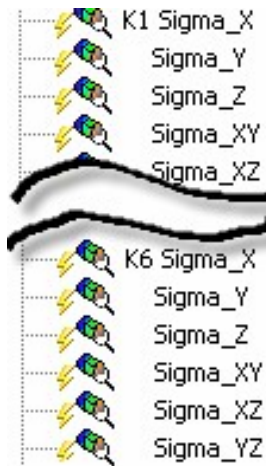


Рис. 6.6. Настройка вывода результатов расчета

После того как будут рассчитаны все указанные компоненты напряжений ( $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \sigma_{xy}, \sigma_{xz}, \sigma_{yz}$ ), можно переходить к расчету коэффициента запаса прочности. Предварительно рассчитываем амплитуды напряжений ( $\sigma_{xa}, \sigma_{ya}, \sigma_{za}, \sigma_{xya}, \sigma_{xza}, \sigma_{yza}$ ), а также первое главное напряжение ( $\sigma_{1m}$ ). Интенсивность амплитуд переменных напряжений цикла ( $\sigma_{ia}$ ) подсчитываем по формуле

$$\sigma_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{xa} - \sigma_{ya})^2 + \dots + 6\tau_{xya}^2 + \dots}$$

Результаты расчета, отражающие изменения максимальной интенсивности напряжений и компонентов тензора напряжений, возникающие в галтелях, в зависимости от углового положения КВ представлены на рис. 6.7, 6.8. Расчетные данные выводятся в программной среде как в графическом, так и табличном виде.

Расчет запасов прочности проводится с использованием модели усталостного разрушения И. А. Биргера при сложном напряженном состоянии. Эквивалентное напряжение при объемном напряженном состоянии определяем по формуле

$$\sigma_{ae} = \frac{K_{\sigma}}{\epsilon\beta} \sigma_{ia} + \psi_{\sigma} \sigma_{1m}, \quad (6.1)$$

где  $K_{\sigma}$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений;  $\epsilon$  – масштабный коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров де-

тали на пределы выносливости;  $\beta$  – коэффициент поверхностной чувствительности;  $\psi_\sigma$  – коэффициент, учитывающий влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости.

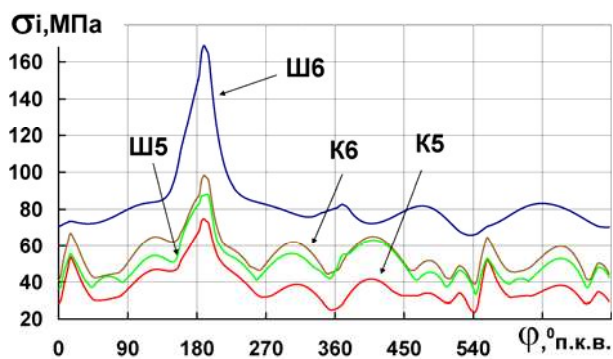


Рис. 6.7. Изменение максимальной интенсивности напряжений в галтелях третьего колена КВ в зависимости от угла поворота

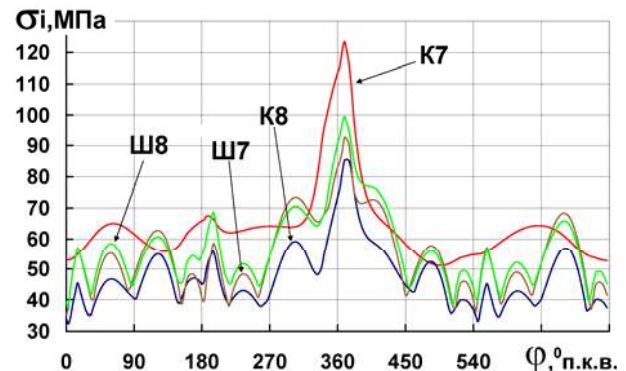


Рис. 6.8. Изменение максимальной интенсивности напряжений в галтелях четвертого колена КВ в зависимости от угла поворота

Запас прочности рассчитывается по формуле

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ae}}, \quad (6.2)$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости при симметричном цикле.

Значения параметров  $K_\sigma$ ,  $\epsilon_\sigma$ ,  $\beta$ ,  $\psi_\sigma$ , входящих в соотношение (6.1), вычисляются в соответствии с рекомендациями, приведенными в специализированной литературе [4]. В нашем случае  $K_\sigma = 1,04$ ,  $\epsilon_\sigma = 0,67$ ,  $\beta = 0,95$ ,  $\psi_\sigma = 0,1105$  для коренной шейки и  $K_\sigma = 1,578$ ,  $\epsilon_\sigma = 0,685$ ,  $\beta = 0,95$ ,  $\psi_\sigma = 0,248$  для шатунной шейки.

Приведем пример расчета коэффициента запаса прочности. Например, для галтели четвертой коренной шейки (К6, см. рис. 6.5) сначала были определены амплитуды компонентов тензора напряжений:

$$\sigma_{ia}^{K6} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(17,5-74,9)^2 + (17,5-34,9)^2 + (74,9-34,9)^2 + 6 \cdot 9,6^2 + 6 \cdot 2,4^2 + 6 \cdot 13,9^2} = 118,1 \text{ МПа.}$$

Далее вычислялось эквивалентное напряжение

$$\sigma_{ae} = \frac{K_\sigma}{\epsilon\beta} \sigma_{ia} + \psi_\sigma \sigma_{1m} = \frac{1,04}{0,67 \cdot 0,95} 118,1 + 0,1105 \cdot 168,7 = 211,5 \text{ МПа,}$$

после чего был подсчитан коэффициент запаса по усталостной прочности



$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ae}} = \frac{400}{211,5} = 1,89.$$

Результаты расчетов коэффициентов запаса прочности, вычисленные для всех галтелей КВ, оформляем в виде табл. 6.4.

Таблица 6.4

Пример результатов расчета коэффициентов запаса прочности для КВ

	К1	К2	К3	К4	К5	К6	К7	К8	К9	Ш1	Ш2	Ш3	Ш4	Ш5	Ш6	Ш7	Ш8
n	1,7	1,5	1,8	4,0	2,9	1,9	3,0	2,6	6,6	1,8	1,7	1,9	2,0	2,0	2,3	2,1	2,4

Величина коэффициента запаса прочности КВ зависит от многих причин. В связи с тем что условия эксплуатации, характер внешних нагрузок и механические характеристики материала хорошо известны, а напряжения определены достаточно точными методами, запасы по усталостному разрушению могут быть взяты небольшими – в пределах 1,2...2,0 [1].

Таким образом, после выполнения данной лабораторной работы студент должен уметь:

- установить характер изменения компонентов тензора напряжений в галтелях КВ (или других концентраторах напряжений) в течение цикла работы;
- выявлять значения интенсивности амплитуд переменных напряжений и эквивалентные напряжения, и на основе этого проводить расчет коэффициентов запаса по усталостной прочности и текучести;
- рекомендовать мероприятия, направленные на повышение запасов прочности коленчатых валов.

### Вопросы для самопроверки и практические задания

1. Каким образом раскладываются силы, действующие на шатунные шейки коленчатого вала?
2. Объясните назначение локальных систем координат при задании нагрузок.
3. Проведите расчет напряжений для КВ двигателя, проектируемого в ходе исследовательской работы. Подготовьте отчет.
4. Выявите различие напряжений и коэффициентов запасов прочности в зависимости от применяемого материала, радиуса галтелей, частоты вращения, тактности и порядка работы и других параметров и показателей.

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 малоциклового усталости или многоциклового. Разрушение от малоциклового усталости – это разрушение в условиях повторного упругопластического деформирования с числом циклов до  $5 \cdot 10^4 - 10^5$ , которое является условной границей мало- и многоциклового усталости для пластичных сталей и сплавов и определяет число циклов от упругопластического к упругому циклическому деформированию. Расчет многоциклового усталости базируется на эмпирической *S-N* кривой, расчет малоциклового 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 показате-