

АНАЛИЗ МНОГОЦИКЛОВОЙ УСТАЛОСТИ ПРИ СЛОЖНОМ НАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ

к.т.н. Шлейхер А.А.

реферат по MSC.Fatigue User's Guide

Традиционный подход к расчету долговечности конструкции, подвергающейся в процессе эксплуатации многоосному нагружению основан на допущении, что повреждение (дискретное повреждение или рост трещины) в конструкции будет таким же, как в испытанном образце, если он подвергается той же самой нагрузке и находится в такой же среде.

В соответствии с классическими теориями прочности, многоосное напряженное состояние в любой точке конструкции может быть полностью описано тремя главными напряжениями (т.е. их величиной и направлением). Сложностей с получением этих напряжений не возникает. Пакеты прикладных программ, такие как ANSYS или Patran позволяют вычислять их достаточно быстро и точно. Однако в настоящее время не имеется никакого теоретического обоснования, которое позволило бы, определив соотношения между компонентами напряжений σ_1 , σ_2 , и σ_3 , связать долговечность детали находящейся под действием многоосного напряженного состояния с долговечностью образца испытанного, например, при одноосном растяжении - сжатии.

Современные методы расчета усталостной долговечности при сложном напряженном состоянии, как правило, основаны на простом расширении границ применимости статических теорий прочности. Основное допущение заключается в том, что если для выбранного материала одна из классических теорий правильно заменяет многоосное напряженное состояние эквивалентным одноосным, то после небольшой корректировки, полученное эквивалентное напряжение можно использовать для сопоставления с кривой усталости лабораторных образцов (см. рисунок 1).

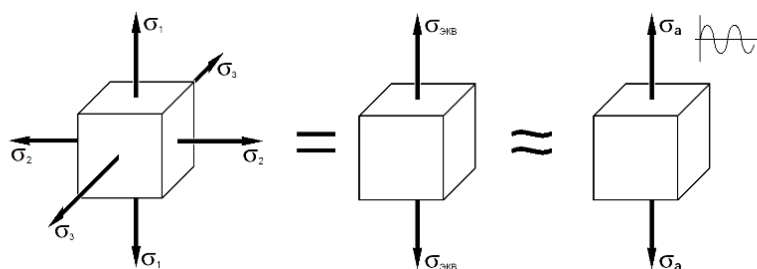


Рис. 1. Замена действующих напряжений на эквивалентное

Таким образом

$$\sigma_{\text{эв}} \approx \sigma_a .$$

Проблемы, которые при этом возникают, напрямую связаны с физикой процесса усталостного разрушения.

Было доказано, что для пластичных и изотропных материалов, зарождение трещины есть результат реверсивного пластического течения (то есть, прямого и обратного движения дислокаций вдоль плоскостей скольжения металлических кристаллов). Скольжение происходит по плоскостям максимального сдвига, и сначала появляется в тех зернах, которые наиболее благоприятно ориентированы относительно максимальных прикладываемых напряжений сдвига. В 1961 Форсайт [1] предложил модель, состоящую из двух стадий и описывающую раннее развитие трещины.

Стадия I – период образования центров кристаллизации и кристаллографически ориентированного роста трещины. На этой стадии трещины зарождаются на плоскостях максимального сдвига и первоначально, пока не наступил режим открытия, растут под влиянием деформации сдвига. В этом случае скорость развития трещины определяют сдвиговые и нормальные деформации.

Стадия II – рост трещины. Рост происходит на плоскостях, ориентированных перпендикулярно к направлению действия максимальных главных напряжений. На этой стадии процесс роста трещины в наибольшей степени зависит от максимальных главных деформаций.

Так как для разрушения конструкции необходимо чтобы развилась так называемая техническая трещина, то период зарождения должен включать обе стадии развития. Какая из стадий, I или II, на практике доминирует в общем сроке службы конструкции заранее не известно. Это не является принципиальным при одноосном усталостном нагружении, поскольку параметры,

определяющие зарождение и последующий рост трещины, не меняются, а следовательно, точность вычисления получается достаточно высокой.

Использование правила Минера при многоосном напряженном состоянии также предполагает суммирование усталостных повреждений без учета ориентации максимальных главных напряжений. В том случае, когда ориентация главных напряжений в процессе нагружения значительно изменяется, возможность появления нескольких центров кристаллизации и последующего роста сразу нескольких трещин, развивающихся на своих плоскостях, никак не учитывается. Такое игнорирование направленности процесса усталостного трещинообразования, обязательно приводит к неверному подсчету числа циклов до разрушения.

Поэтому чтобы можно было успешно использовать на практике теорию многоосной усталости она должна учитывать, как можно больше перечисленных выше факторов.

ХАРАКТЕРИСТИКИ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ

Усталостные трещины в деталях обычно зарождаются на свободных поверхностях, если нет особых предпосылок для другого, например, дефекта в сварном шве. Определить напряженное состояние на поверхности детали относительно просто. Обусловлено это тем, что одно из главных напряжений всегда направлено по нормали к поверхности, а два оставшихся расположены на ней. В результате, анализ напряженно-деформированного состояния поверхности упрощается, и сводится к решению двумерной задачи определения двух главных напряжений "в плоскости" и ориентации одного из них относительно выбранной оси.

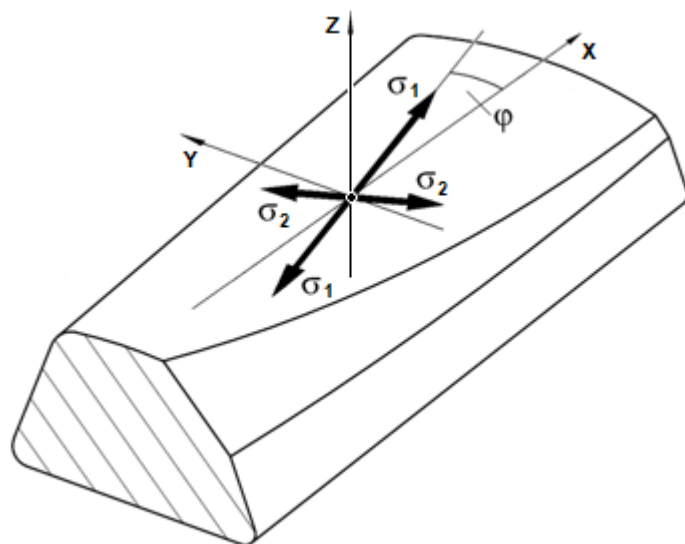


Рис. 2. Напряженно-деформированное состояние поверхности детали

Главные напряжения σ_1 , σ_2 и σ_3 детали принято определять следующим образом:

максимальное напряжение по нормали к поверхности обозначать σ_3 , причем на поверхности

$$\sigma_3 = \sigma_z = 0,$$

оставшиеся два главных напряжения σ_1 и σ_2 , упорядочивают по величине, так что

$$\sigma_1 > \sigma_2.$$

Аналогично поступают с главными деформациями ε_1 , ε_2 и ε_3 .

С учетом принятых обозначений, напряженное состояние в любой точке на поверхности детали в любой момент времени может быть однозначно описано следующими тремя переменными:

- напряжением σ_1 ;
- коэффициентом $a_e = \sigma_2/\sigma_1$;
- углом φ , который образует вектор σ_1 с осью X выбранной системы координат (см. рисунок 2).

В реальной конструкции при ее эксплуатации коэффициент главных напряжений a_e может изменяться от -1 до 1, а угол ориентации φ от 0 до 180° . Если отношение величин главных напряжений a_e при нагружении остается постоянным, и ориентация осей главных напряжений не меняется со временем, то такой вид нагружения называется пропорциональным, что существенно упрощает расчет долговечности конструкции.

Напряженное состояние лабораторных образцов, при помощи которых принято получать кривую усталости материала, является одноосным, т.е. имеется только одно ненулевое главное напряжение, и оно направлено вдоль оси образца. Следовательно коэффициент $a_e = 0$, а угол φ постоянен. Исходя из этого можно сделать очевидный вывод, что чем ближе в рассматриваемом элементе конструкции коэффициент a_e к нулю, а вариация угла φ минимальна тем меньше вероятность ошибки при прогнозировании усталостной долговечности.

Оценить насколько нагружение детали соответствует требованиям одноосности, пропорциональности или случайности можно проанализировав изменение напряженно-деформированного состояния в течение некоторого промежутка времени.

На рисунках 3, 4, 5 и 6 показаны наиболее характерные случаи.

Результаты тензометрирования подвески легкового автомобиля при дорожных испытаниях были обработаны, статистические данные изменения напряжений в опасных сечениях были пересчитаны в значения максимального главного напряжения σ_1 , коэффициента a_e , угла φ и в виде графиков разброса $\sigma_1 - \varphi$ и $\sigma_1 - a_e$ показаны ниже.

На рисунке 3 видно, что в опасной точке рассматриваемого узла подвески автомобиля имеется значительная вариация в ориентации главных напряжений σ_1 , но только, когда уровень действующих напряжения ниже предела неограниченной выносливости материала. Это позволяет при оценке долговечности игнорировать рассеивание по углу φ , и считать нагрузку пропорциональной, выровненной вдоль оси X (на рисунке 3 выбранные области заштрихованы).

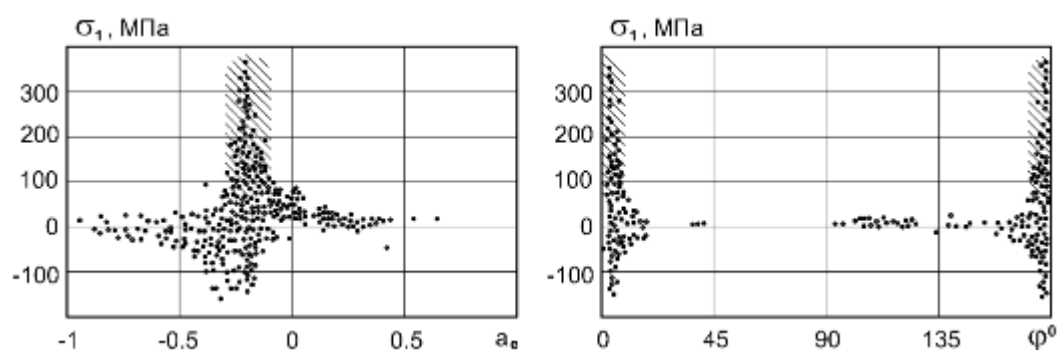


Рис. 3. Изменение величины и направления векторов главных напряжений в опасной точке конструкции в течение 20с

Рисунок 4 также иллюстрирует по существу пропорциональное нагружение элемента, но только с положительным коэффициентом a_e .

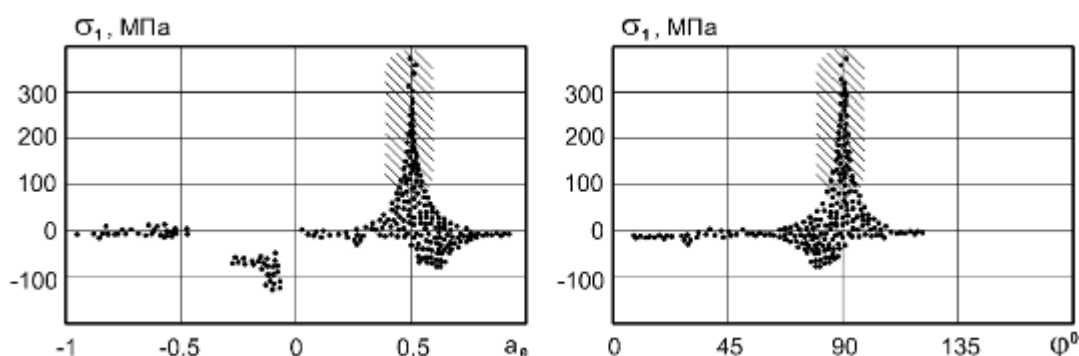


Рис. 4. Изменение величины и направления векторов главных напряжений в опасной точке конструкции в течение 20с

Рисунок 5 показывает, доминирование напряженного состояния близкого к одноосному при котором, к тому же, преобладают сжимающие напряжения.

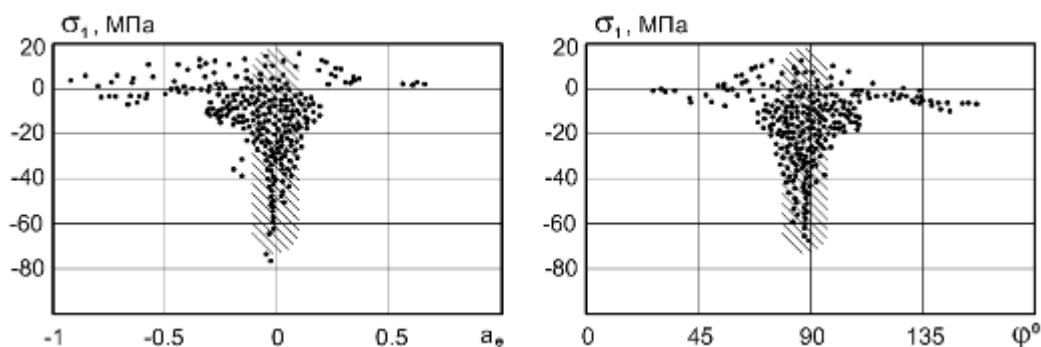


Рис. 5. Изменение величины и направления векторов главных напряжений в опасной точке конструкции в течение 20с

Рисунок 6 иллюстрирует вариант классического многоосного напряженного состояния с непропорциональным нагружением. Ориентация главных напряжений не имеет определенного направления, соотношение между напряжениями σ_1 и σ_2 не постоянно.

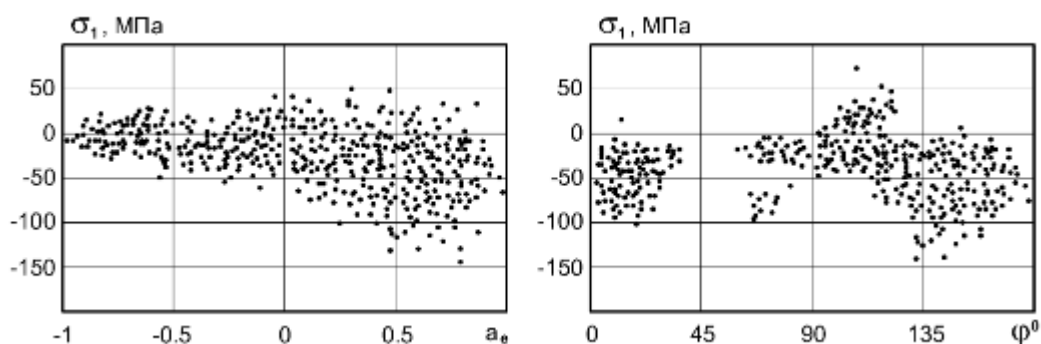


Рис. 6. Изменение величины и направления векторов главных напряжений в опасной точке конструкции в течение 20с

Особенность напряженно-деформированного состояния в каждом из представленных выше случаев будут по-разному влиять на скорость зарождения и первоначальный рост усталостной трещины.

Так, если коэффициент a_e будет изменяться в пределах от -1 до 0 (один из вариантов такого нагружения показан на рисунке 3), то в этом случае максимальная сдвиговая деформация будет происходить в плоскости, пересекающей под прямым углом свободную поверхность и трещина, появившись на этой поверхности, продолжит свой рост вдоль нее.

Такой тип трещины называют - тип А.

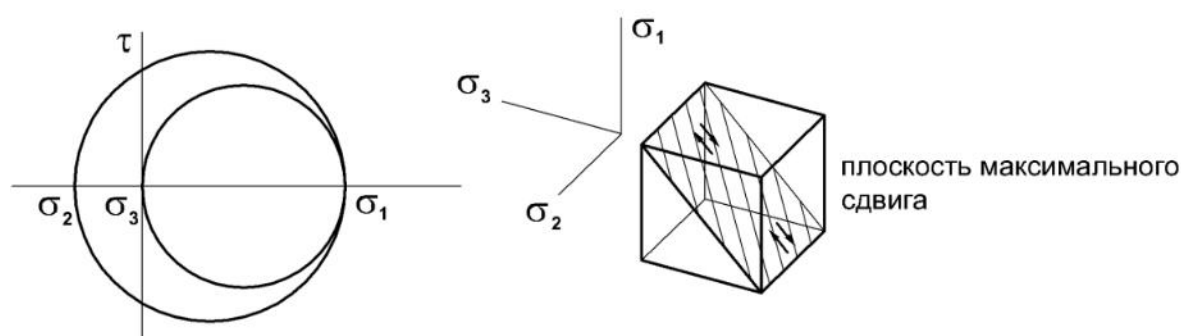


Рис. 7. Зарождение трещины по типу А

Если коэффициент a_e изменяется от 0 до 1 (см. рисунок 4 и рисунок 8), то плоскость максимального сдвига будет пересекать свободную поверхность под углом 45° , и трещины, зародившись на поверхности, будут расти вглубь детали. Такой тип трещины называется тип В, и при одинаковом с типом А значении максимальной деформации сдвига, он более разрушителен.

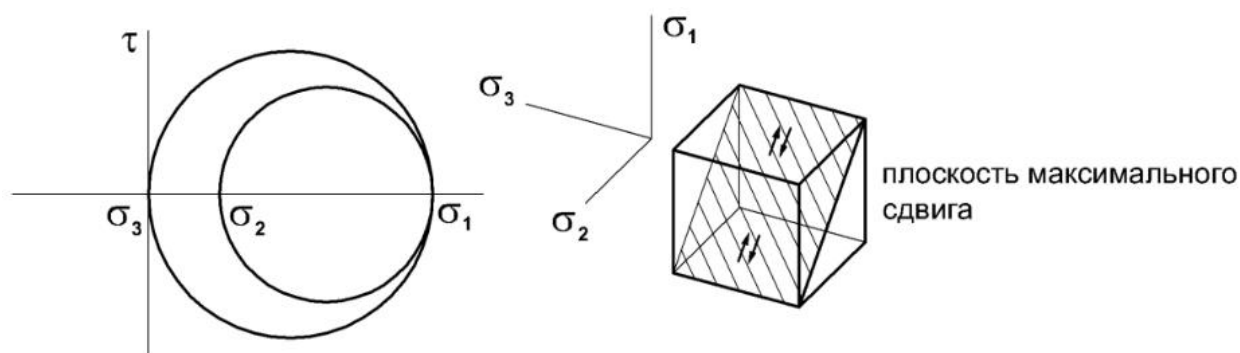


Рис. 8. Зарождение трещины по типу В

При одноосном нагружении (см. рисунок 5 и рисунок 9) $a_e = 0$ и плоскостью максимального сдвига может быть любая плоскость, расположенная под углом 45° к оси нагрузки. Тип усталостной трещины будет соответствовать типу В.

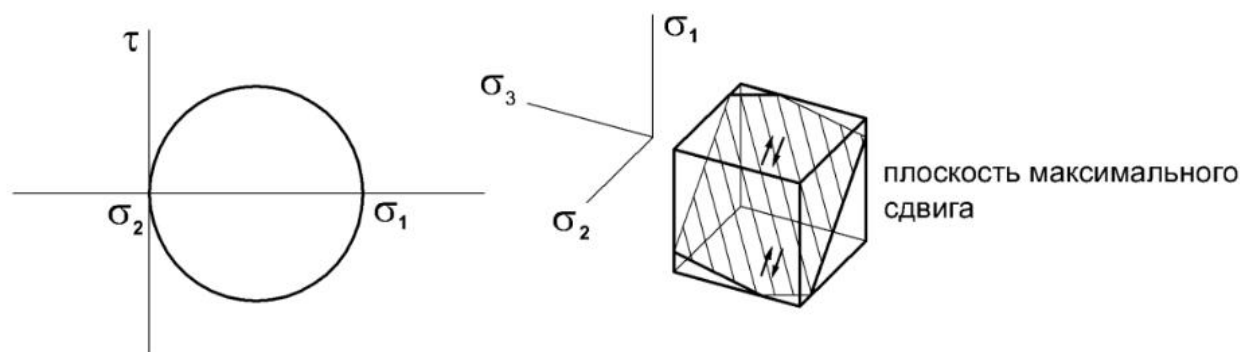


Рис. 9. Одноосное нагружение

Для непропорционального многоосного нагружения (см. рисунок 6) предсказать плоскость максимального сдвига и тип трещины крайне проблематично. В данном конкретном случае помогает лишь то, что уровень действующих растягивающих напряжений (т.е. напряжений для которых $\sigma_1 > 0$) намного ниже предела неограниченной выносливости стали.

Пакеты прикладных программ, например Patran, могут предоставлять статистическую информацию об изменении напряженного состояния узла, анализ которой помогает пользователю принять решение о выборе дальнейшего метода расчета.

Обычно, для этого достаточно следующих переменных.

1. Среднего, за период временной реализации, значения коэффициента a_e .
2. Среднеквадратичного отклонения a_e .
3. Наиболее часто встречающееся значение угла φ .
4. Распределение углов φ , для которых величина напряжения σ_1 , превышает определенное критическое значение (например, предел неограниченной выносливости материала)
5. Диапазон изменения напряжения σ_1 .

Как правило, принятие решения упрощает тот факт, что трещины начинают зарождаться на поверхности детали в местах, где находятся, так называемые, концентраторы напряжений: отверстия, галтельные переходы, шпоночные пазы и т.д.

Любой концентратор создает эффект выравнивания напряжений в каком-то одном определенном направлении, превращая тем самым многоосное напряженное состояние в практически одноосное. Часто также напряженное состояние будет определять геометрия детали, например, на крае тонкого листа оно может быть только одноосным.

ВЫБОР МЕТОДА АНАЛИЗА

Для случаев, когда многоосное нагружение узла или элемента конструкции пропорционально (т.е. отношение величин главных напряжений остается постоянным, и ориентация осей главных напряжений не меняется со временем) используют три метода перехода к эквивалентному одноосному нагружению.

1. При помощи максимальной главной деформации:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1$$

2. Через эквивалентное напряжение Tresca со знаком максимального главного напряжения:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{\sigma_1}{|\sigma_1|} \cdot (\sigma_1 - \sigma_3)$$

3. Через эквивалентное напряжение von Mises со знаком максимального главного:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{\sigma_1}{|\sigma_1|} \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}}$$

Определение и учёт знака главных напряжений необходим для того, чтобы не ошибаться и правильно выделять усталостный цикл нагружения.

Обработка результатов усталостных испытаний, проводившихся при пропорциональной нагрузке с различным соотношением коэффициента a_e , показали следующее.

При многоосном нагружении когда $-1 < a_e < 0$ для расчетов лучше всего использовать σ_1 .

Если $0 < a_e < 1$, то лучше и более консервативно, использовать эквивалентную деформацию Tresca, поскольку в этом случае имеет место более разрушительный тип трещины - тип В.

При одноосном напряженном состоянии ($a_e = 0$) все три метода дают одинаковый результат.

Наконец, имеется проблема с нагрузкой, для которой значение a_e близко к -1. В этом случае главные напряжения σ_1 и σ_2 почти равны по величине, но противоположны по знаку, и это может затруднить достоверное вычисление усталости.

Полученные экспериментально рекомендации по выбору метода определения эквивалентных напряжений для последующего расчета долговечности представлены в таблице 1.

Таблица 1

Точность вычисления долговечности при многоосном напряженном состоянии

Статистика	σ_1	$\sigma_{\text{экв}}$ von Mises	$\sigma_{\text{экв}}$ Tresca
$a_e = -1$ (чистый сдвиг)	не применяется	не применяется	не применяется
$-1 < a_e < 0$	хорошая	заниженная	сильно заниженная
$a_e = 0$ (одноосное)	хорошая	хорошая	хорошая
$0 < a_e < 1$	завышенная	завышенная	хорошая
$a_e = 1$	завышенная	хорошая	хорошая

Теперь необходимо остановиться на случае, когда нагрузки многоосные и непропорциональные, т.е. возможно, что направление главных деформаций (в том числе деформаций сдвига) со временем может изменяться.

В этом случае необходимо учесть вращение плоскости сдвига. Вместо определения критической плоскости как плоскости максимального сдвига, и вычисление усталостных повреждений только на ней, необходимо вычислить накопленные повреждения на максимально возможном количестве направлений, и принять за критическую плоскость, ту на которой

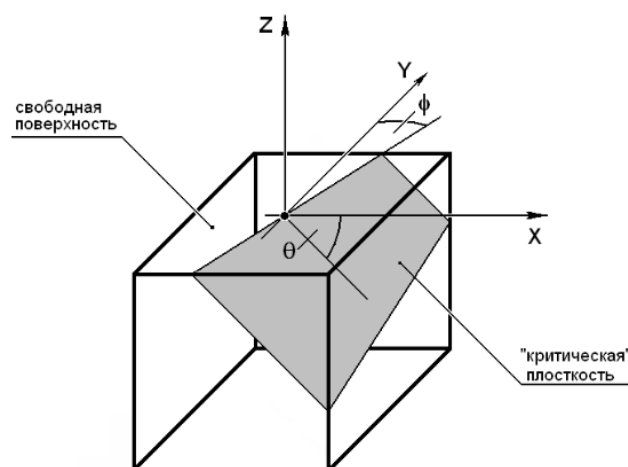


Рис. 10.

накопленное повреждение оказывается наибольшим.

Ориентация критической плоскости может быть определена при помощи двух углов так, как это показано на рисунке 10. На практике если конструкция подвергается растяжению-сжатию, достаточно провести вычисления только на плоскостях, расположенных под углом 90° к свободной поверхности, (т.е. $\theta = 90^\circ$) вычисляя с интервалом 10° по φ , всего получается 18 плоскостей. Во всех остальных случаях необходимо провести вычисления дополнительно еще на 18 плоскостях при $\theta = 45^\circ$, получается всего 36 плоскостей. Поскольку такие вычисления проводятся для всех узлов конструкции, время вычисления значительно увеличивается.