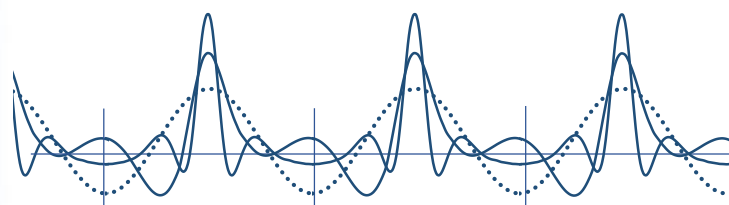


МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТАЛОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОЛЕС



**Wheel
Fatigue**





– Вишь ты,– сказал один другому,–
вон какое колесо! Что ты думаешь,
доедет то колесо, если б случилось
в Москву или не доедет?

– Доедет,– отвечал другой.–
А в Казань-то, я думаю, не доедет?

– В Казань не доедет,–
отвечал другой.

Н. В. Гоголь, 1835 г.

Содержание

1. Введение.....	4
2. Минимальные запасы усталостной прочности	5
3. Механические и усталостные свойства материала	7
4. Расчетные нагрузки.....	9
4.1 Особенности проведения усталостных испытаний колес с боковым углом увода.....	9
4.2 Параметры усталостного нагружения колеса.....	11
5. Анализ конструкции диска.....	12
5.1 Нагружение модели	12
5.2 Конечно-элементный анализ.....	13
5.3 Статистическая обработка результатов.....	14
5.4 Учет среднего значения действующих напряжений.....	16
6. Предельное состояние материала.....	18
6.1 Структурный параметр случайного нагружения.....	19
6.2 Учет конструктивных различий	24
7. Список источников	25
8. Приложение	26
8.1 Результаты нелинейного конечно-элементного анализа	26
8.2 Вычисление E_{HPC}^* параметра для полигармонического процесса.....	27
8.3 Учет влияния конструктивных факторов	33
8.4 Учет качества обработки поверхности	34
8.5 Пример работы программы WHEEL FATIGUE	35

FM	– запас усталостной прочности (Fatigue Margin)
RFS	– Required Fatigue Strength
CKO	– среднеквадратичное отклонение (Standard Deviation)
σ_B	– предел прочности материала
σ_T	– предел пропорциональности материала
E	– модуль упругости материала
σ_{-1}	– предел неограниченной выносливости материала
A	– параметр кривой усталости
B	– параметр кривой усталости
T	– направление волокон материала (Cut Direction Transversal)
R	– направление волокон материала (Cut Direction Radial)
F_V	– вертикальная сила действующая на колесо
F_H	– горизонтальная сила действующая на колесо
M_{FS}	– опрокидывающий момент
μ	– коэффициент асимметрии процесса нагружения
σ_{max}	– максимальные напряжения в усталостном цикле
σ_{min}	– минимальные напряжения в усталостном цикле
σ_m	– среднее напряжение в усталостном цикле
σ_a	– амплитуда усталостного цикла
$\sigma_{экв}$	– амплитуда эквивалентного центрированного процесса
ψ_σ	– коэффициент, учитывающий влияние не нулевого σ_m
G	– интегральная характеристика повреждающей части процесса нагружения
Ps	– вероятность разрушения
K_σ	– комплексный поправочный коэффициент, учитывающий конструктивные различия
t_q	– квантиль распределения Стьюдента
C_{surf}	– поправочный коэффициент на качество обработки поверхности
S_o	– СКО математического ожидания предела неограниченной выносливости материала
v_σ	– коэффициент вариации пределов неограниченной выносливости материала

1. ВВЕДЕНИЕ

МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТАЛОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОЛЁС

Испытания колеса по ГОСТ Р 50511-93 на сопротивление усталости при динамической радиальной нагрузке с боковым углом увода 2^0 будут проводиться в составе:

- алюминиевый диск 11.75 x 22.5 ST008 M22 10/335/281 ET120;
- шина Michelin XTE3 385/65 R22.5 (давление в шине 1.2МПа).

Оценим вероятность успешного прохождения данного испытания колесом с облегчённой конструкцией диска и проверим, допустимы ли предложенные конструктивные изменения.

На рис. 1 показано колесо в сборе, а на рис. 2 – фрагмент поперечного сечения диска с обозначением мест, требующих обязательной оценки усталостной прочности.

Анализ был выполнен с использованием программы **WHEEL FATIGUE**, предназначенной для решения гораздо более сложных задач прогнозирования усталостной долговечности элементов колесных систем при их случайном динамическом нагружении в процессе эксплуатации не только автомобильной, но и авиационной техники.



Рис. 1. Колесо в сборе

Поставленная задача является частным случаем такого анализа, наглядно демонстрирующим методику расчёта алюминиевых колесных дисков на их сопротивление усталости¹.

¹ Одной из особенностей легких сплавов, в отличие от сталей, является отсутствие явно выраженного предела неограниченной выносливости материала (σ_{-1}). Накопление усталостных повреждений происходит даже при очень низких значениях амплитуд напряжений, наличие которых в процессе эксплуатации стальных дисков может быть проигнорировано.

2. МИНИМАЛЬНЫЕ ЗАПАСЫ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ

На рис. 2 изображен фрагмент поперечного сечения колесного диска с обозначением мест, для которых были выполнены проверки. Полученные запасы усталостной прочности представлены в Таблице 1.

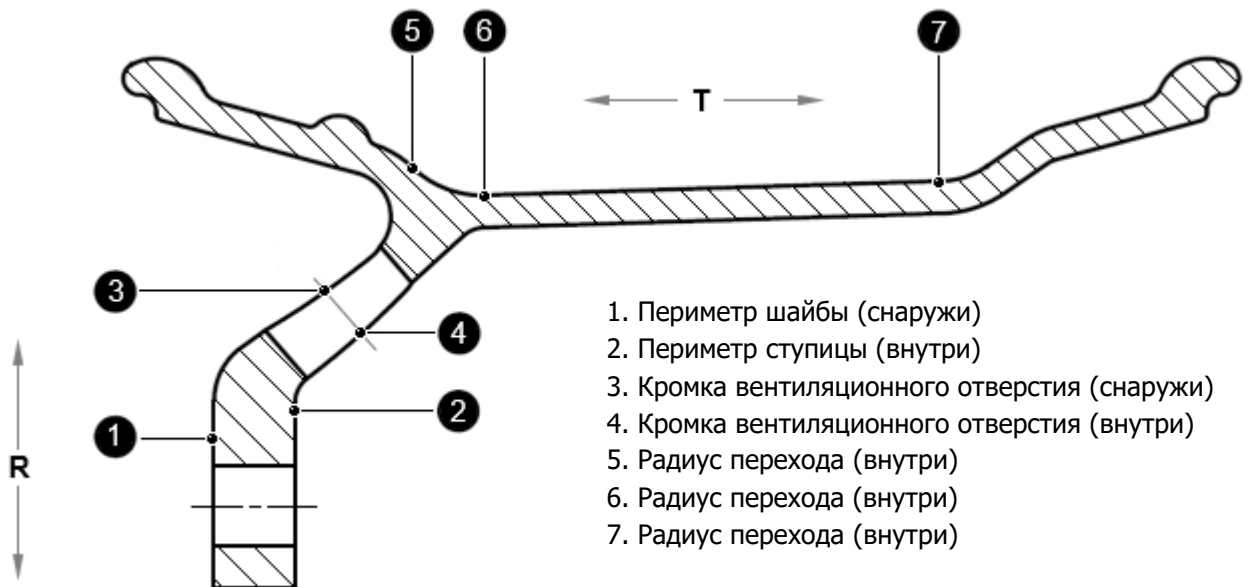


Рис. 2. Критичные места в конструкции колесного диска

Таблица 1

Минимальные запасы усталостной прочности (Fatigue Margins)

№	СКО _{ЭКВ} , МПа	Комментарии	RFS _{0.1} , МПа	Комментарии	FM
#1	53	см. раздел 5.4	81	см. раздел 6.2	0.54
#2	25	см. раздел 5.4	91	см. раздел 6.2	>2.00
#3	53	см. раздел 5.4	83	см. раздел 6.2	0.56
#4	79	см. раздел 5.4	69	см. раздел 6.2	-0.13
#5	19	см. раздел 5.4	68	см. раздел 6.2	>2.00
#6	21	см. раздел 5.4	68	см. раздел 6.2	>2.00
#7	34	см. раздел 5.4	68	см. раздел 6.2	0.99

RFS_{0.1} соответствует вероятности разрушения конструкции 10%, накопленное повреждение $D = n/N = 1.0$.

Запас усталостной прочности (Fatigue Margin) вычисляется по формуле:

$$FM = \frac{RFS}{СКО_{ЭКВ}} - 1 > 0$$

Заключение:

Полученные значения запасов свидетельствуют о недостаточной усталостной прочности конструкции в нескольких сечениях и очень высокую вероятность появления трещин при проведении стендовых испытаний.

Наиболее вероятная трещина должна появиться на внутренней кромке одного из вентиляционных отверстий ближе к концу испытаний.

Расчеты выполнены для вероятности неразрушения конструкции 90%. Если для подтверждения ресурса планируется испытать только одно колесо, то вероятность успешного прохождения испытаний (т.е. без появления технической трещины) крайне небольшая, но существует, а значит, выявленные недостатки могут проявиться уже при коммерческой эксплуатации проданных дисков.

Чтобы принять обоснованное решение о запуске в серийное производство дисков новой конструкции и не пересматривать предложений, сделанных для снижения их веса, необходимо уменьшить консерватизм принятых при расчёте допущений, т.е. подтвердить, что полученные результаты являются заниженной оценкой долговечности.

Для этого потребуется дополнительный контроль параметров нагружения во время проведения стендовых испытаний и дополнительные исследования лабораторных образцов материала диска.

3. МЕХАНИЧЕСКИЕ И УСТАЛОСТНЫЕ СВОЙСТВА МАТЕРИАЛА

Механические свойства алюминиевого сплава 6061-T6, используемого для изготовления колесных дисков, представлены в Таблице 2.

Таблица 2

Механические свойства алюминиевого сплава

Направление	E, ГПа	σ_T , МПа	σ_B , МПа	μ
R	68.9	270	310	0.33
T		240	270	

все свойства в таблице даны для температуры 20°C;

Диаграмма деформирования алюминиевого сплава показана на рис. 3, направления вырезки образцов на рис. 2.

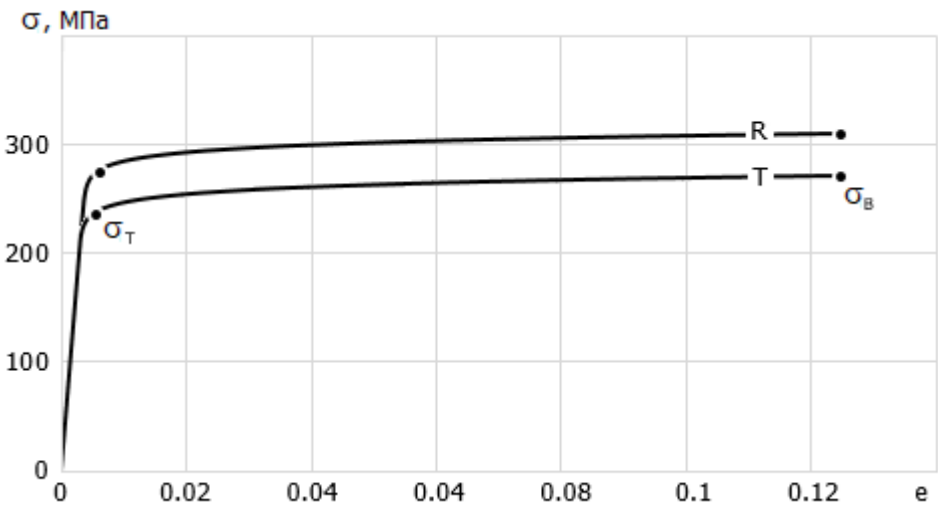


Рис. 3. Диаграмма деформирования 6061-T6

На рисунках ниже представлены обобщённые диаграммы усталости лабораторных образцов, полученные после статистической обработки результатов испытаний.

Геометрия круглых образцов соответствует ГОСТ 25.502-79 (тип I). Образцы вырезались из кованных заготовок в двух направлениях R и T (см. рис. 2).

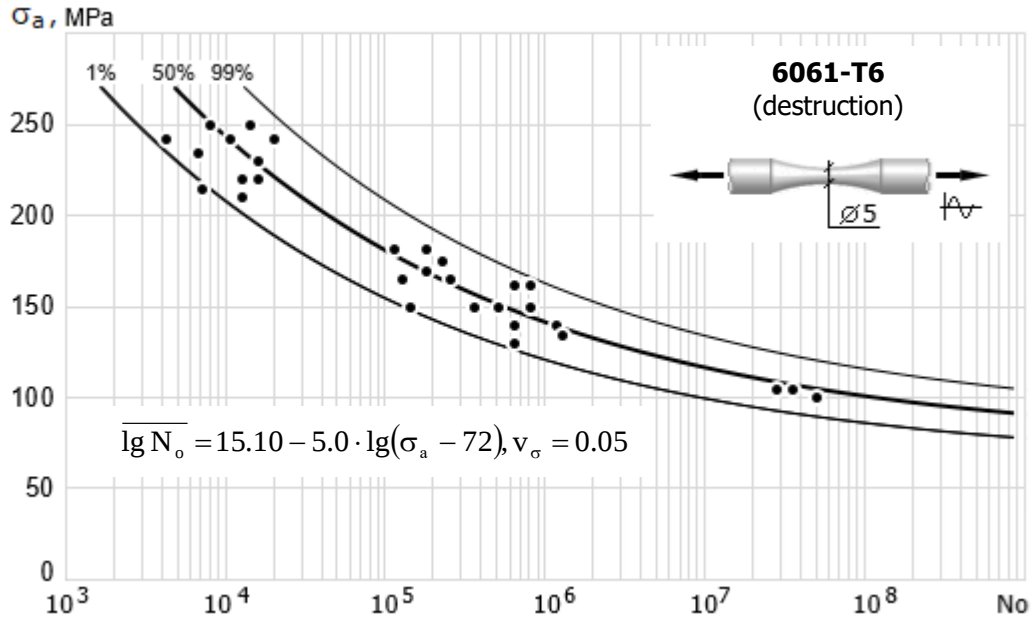
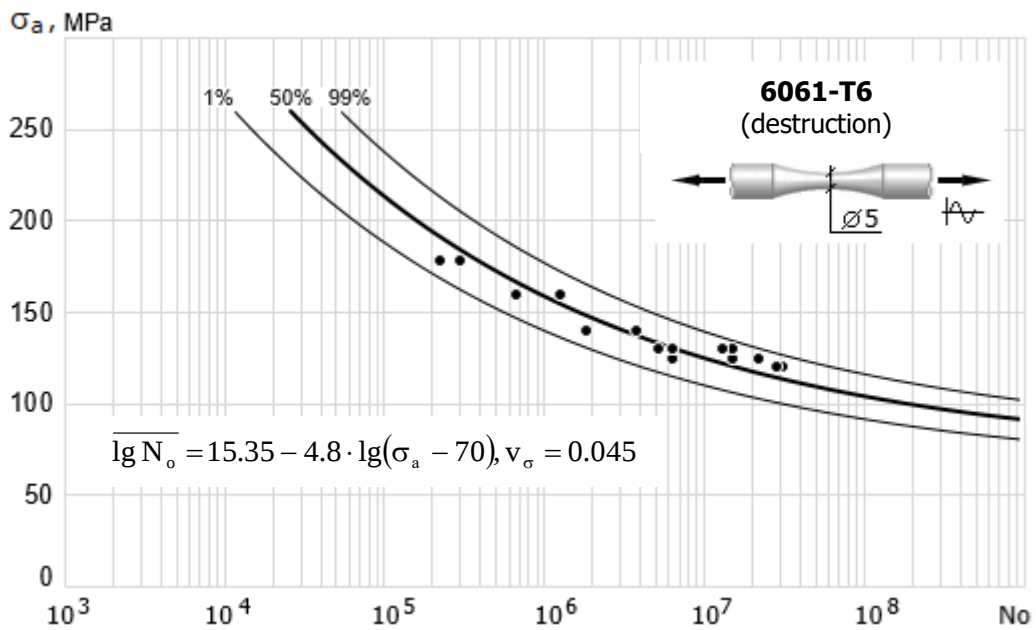


Рис. 4. Базовая S-N кривая (cut direction 'T')

Рис. 5. Базовая S-N кривая (cut direction 'R')²

все свойства даны для температуры 20°C.

² Испытанных образцов, вырезанных в этом направлении, явно недостаточно даже для корректного вычисления математического ожидания предела неограниченной выносливости, требуются дополнительные испытания. Дисперсионный анализ не различает выборки, и поэтому положение S-N кривой было специально немного завышено, чтобы разделение по двум направлениям (R и T) стало явным. Это ожидаемый результат (см. рис. 3), но он не получается в силу ограниченности экспериментальных данных.

4. РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ

4.1 Особенности проведения усталостных испытаний колес с боковым углом увода

Испытания моделируют движение автомобиля по криволинейной траектории, при котором ось вращения колеса не ортогональна направлению движения. В таких ситуациях становится возможным появление значительных горизонтальных усилий на колесный диск, сопоставимых по своему уровню с действующей вертикальной нагрузкой.

Стандарт на проведение усталостных испытаний колес с боковым углом увода требует задавать вертикальную нагрузку равной:

$$F_V = 1.5 \cdot F_{\text{nom}} = 75 \text{ кН},$$

где $F_{\text{nom}} = 50 \text{ кН}$ – номинальная нагрузка на диск (т.е. максимальная статическая нагрузка).

Принципиальная схема стенда, с указанием основных геометрических размеров и некоторых из параметров нагружения, изображена на рис. 6.

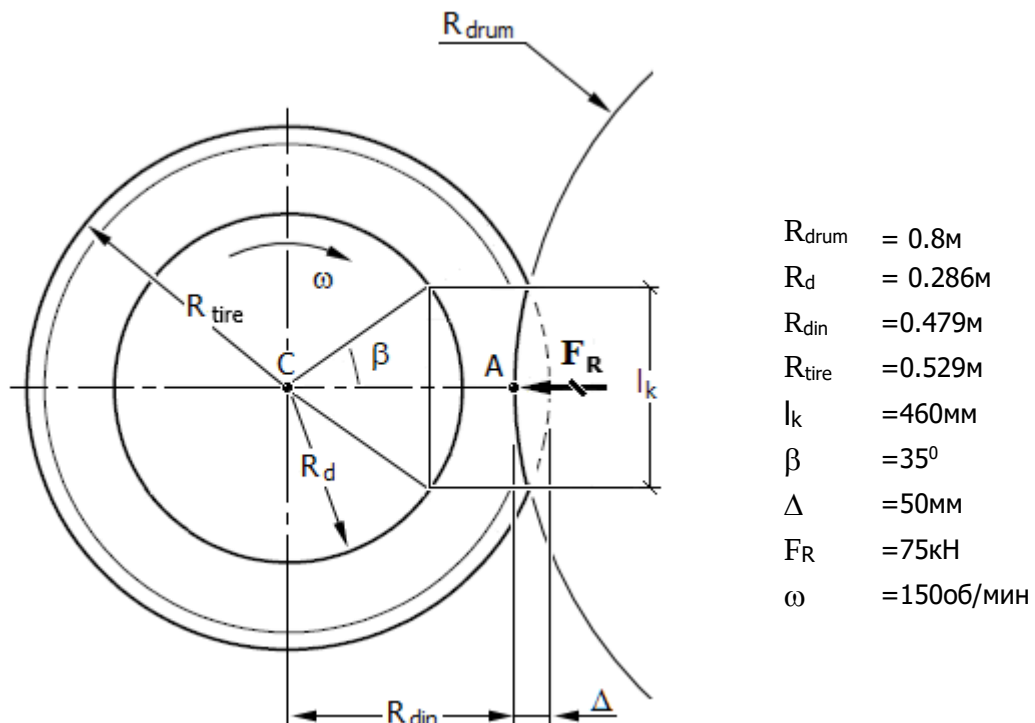


Рис. 6. Геометрические параметры колеса и стенда

Независимо от особенностей конструкции испытательного стенда, нагружение колеса осуществляется по схеме, изображенной на рис. 7. Колесо прижимают к поверхности стального барабана и раскручивают до требуемой скорости, которую затем поддерживают постоянной.

Создаваемые гидроцилиндрами усилия (F_V и F_H) считаются приложенными в точке А – геометрической точке приложения сил и моментов на стенде.

Интегральные реакции шины (т.е. просуммированные по площади пятна контакта) F_R и F_L приложены в центре тяжести пятна контакта и равны:

$$F_V = F_R \text{ и } F_L = F_H,$$

при условии:

$$F_L < \lambda \cdot F_R,$$

где λ – коэффициента трения скольжения резина/сталь.

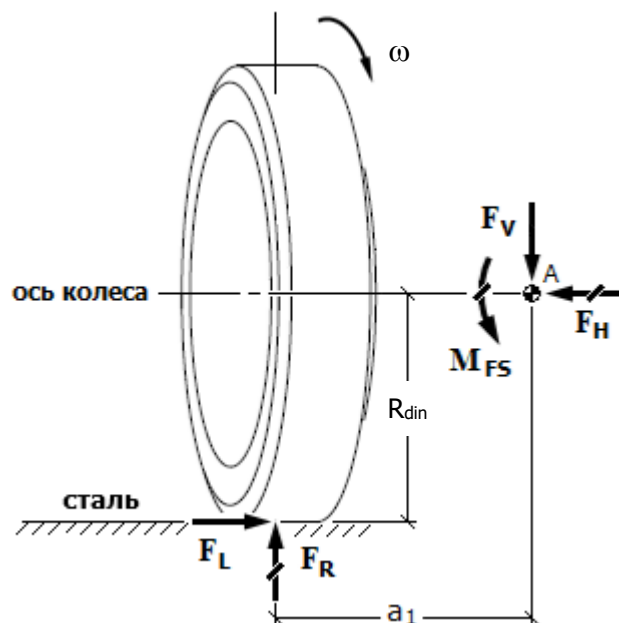


Рис. 7. Диаграмма нагружения колеса

Опрокидывающий момент будет равен:

$$M_{FS} = F_L \cdot R_{din} + F_R \cdot a_1.$$

Еще одной особенностью нагружения колеса на стенде является то, что горизонтальное усилие F_H не задается при помощи гидроцилиндра и не контролируется специально. Оно является следствием установки колеса с углом увода $\alpha = 2^\circ$ (т.н. 'slip angle', при испытаниях – угол между осью вращения барабана и осью вращения колеса).

Решение достаточно сложной контактной задачи прямолинейного качения шины с боковым уводом α по недеформируемой поверхности позволило установить, что при вертикальной нагрузке $F_V = 75\text{кН}$, линейной скорости вращения 30км/ч и давлении в шине 1.2МПа величина F_L будет достигать значения 15кН³ (см. раздел 8.1).

³ Допущение, правильность которого необходимо подтвердить при натурных испытаниях т.к. упрощенный 'ручной' расчёт, через угловую жесткость шины дает значительно больший результат ($\approx 17\text{кН}$).

4.2 Параметры усталостного нагружения колеса

Пробег 7000км на стенде соответствует 2 256 376 оборотам колеса с шиной 385/65 R22.5 при температуре воздуха 20°C, относительной влажности 50...60% и максимальном нагреве алюминиевого диска меньше 50°C.

Все нагрузки, действующие на колесный диск и необходимые для анализа сопротивления усталости, собраны в Таблице 3.

Таблица 3

Нагрузки на колесный диск при усталостных испытаниях

№	Испытания ⁴	F_v , кН	F_H , кН	M_{FS} , кН·м	p , МПа	n , rotations
1	Radial Fatigue Test ($\alpha = 2^\circ$)	75	15	7.4	1.2	2 256 376
2	Radial Fatigue Test ($\alpha = 0^\circ$)	100	–	–	1.2	4 835 091

⁴ Оба варианта испытаний были рассмотрены, но описан только один – радиальный тест с боковым углом увода 2° как более сложный.

5. АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ ДИСКА

5.1 Нагружение модели

Программа **WHEEL FATIGUE** нагружает конечно-элементную модель диска автоматически по заданным параметрам.

Полученное нагружение проверяется сравнением 'Totals Applied Loads' в MSC. Patran и исходных данных (см. Таблицу 3).

Пример проверки показан на рис. 8.

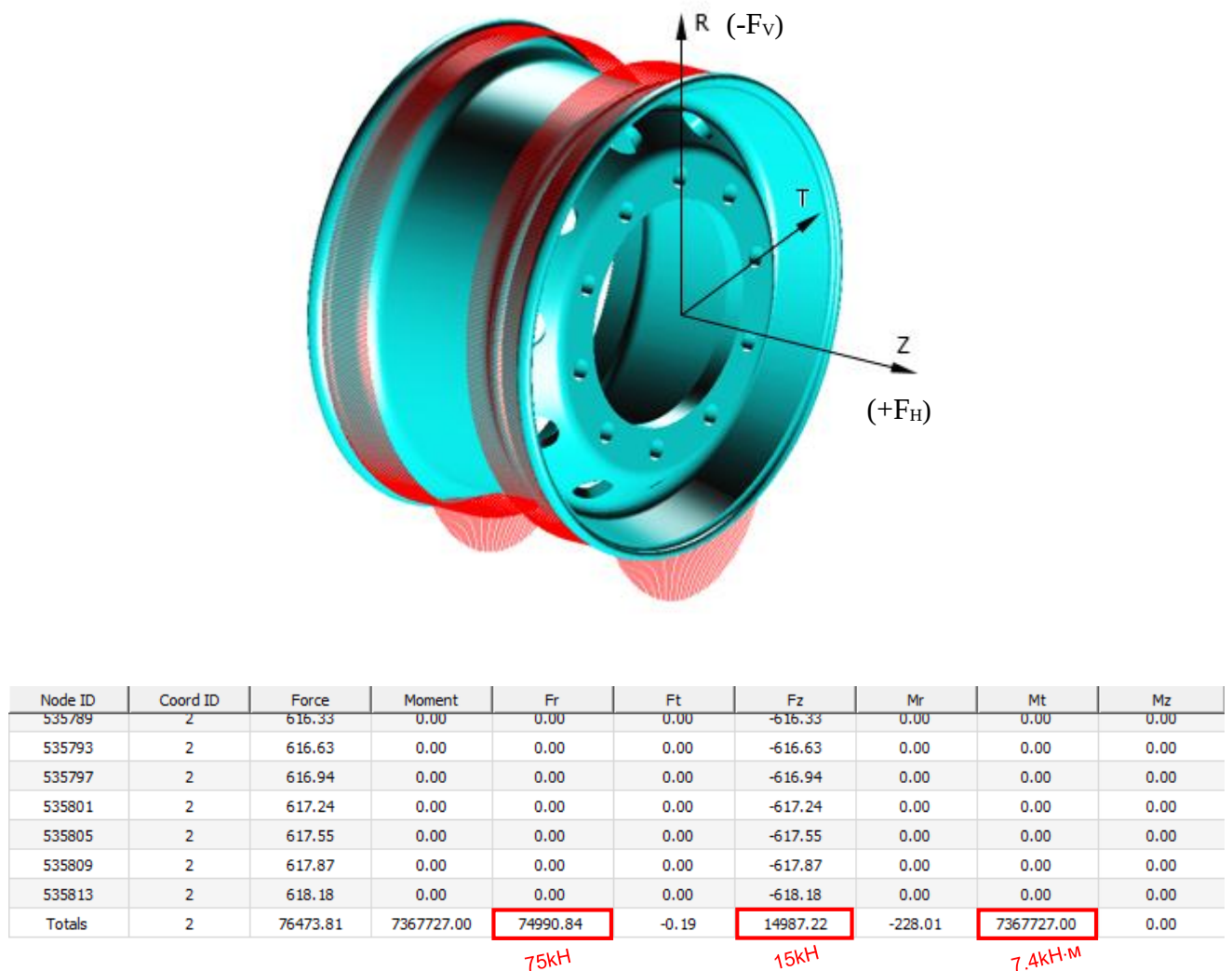


Рис. 8. Нагружение модели диска и проверка результата

5.2 Конечно-элементный анализ

Вычисление напряжений в диске производилось с шагом 2 градуса по углу поворота колеса. Было получено 180 решений, что должно гарантированно исключить пропуск пиковых значений.

Результаты одного из расчётных случаев изображены на рис. 9 (угол приложения нагрузки 180°).

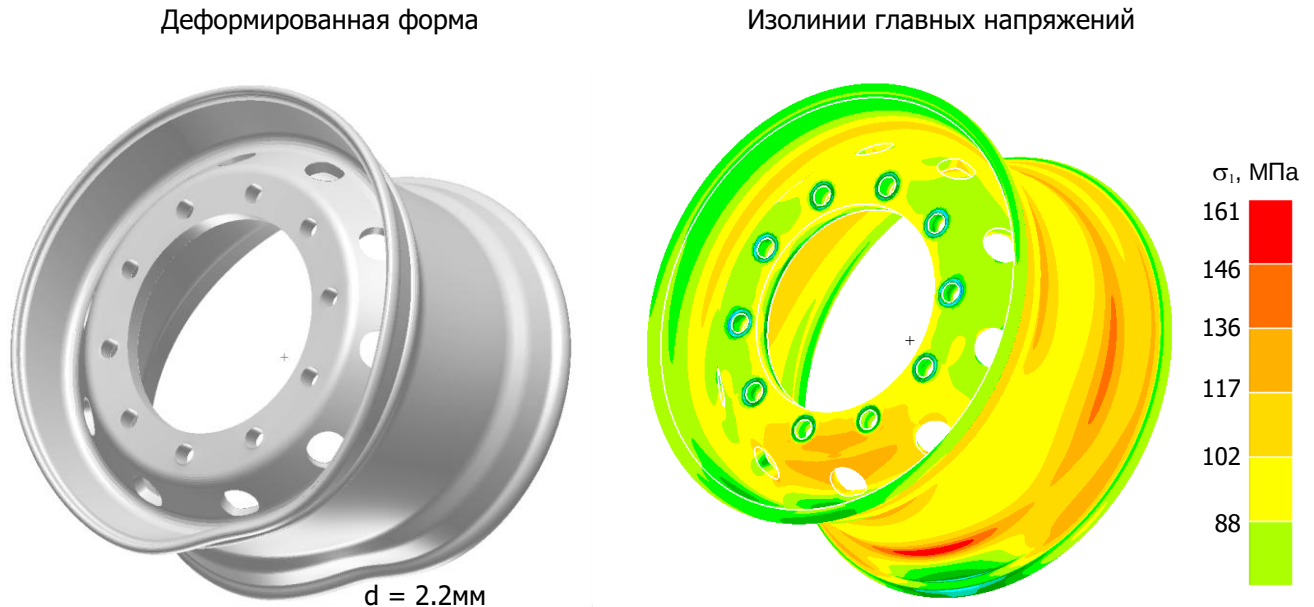


Рис. 9. Результаты статического анализа колесного диска

Чтобы проверить отсутствие опасных с усталостной точки зрения мест в конструкции диска, кроме обозначенных на рис. 2, был сделан переход к изолиниям амплитуд максимальных напряжений и их сравнение с параметром RFS (Required Fatigue Strength).

На этом этапе значение RFS было зафиксировано (не вычислено) на величине 50МПа, основываясь только на S-N кривой (см. рис. 4). После того, как изолинии с уровнем напряжений ниже заданного RFS были скрыты, проявились места в конструкции, где принципиально возможно появление усталостных трещин (см. рис. 10). Других опасных мест, кроме уже указанных, расчет не выявил.

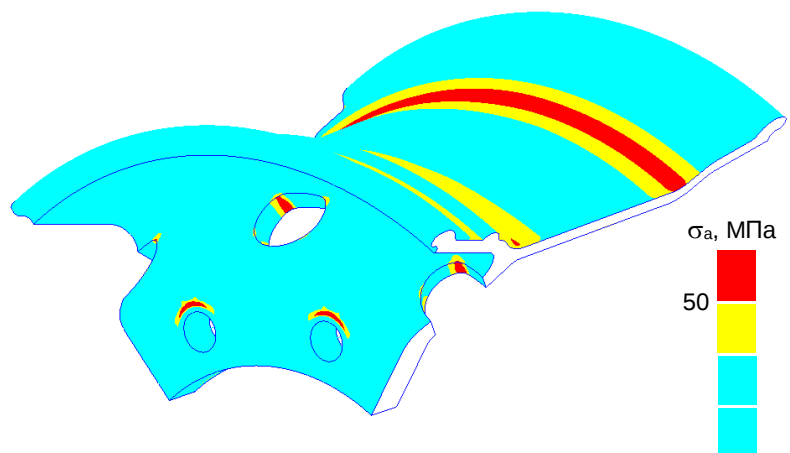


Рис. 10. Изолинии амплитуд максимальных главных напряжений выше RFS

5.3 Статистическая обработка результатов

На основе полученного объёма расчётных данных были вычислены статистические характеристики процессов изменения напряжений в местах алюминиевого диска, указанных на рис. 2.

В качестве примера на рис. 11 изображено изменение максимальных напряжений при вращении колеса в двух точках, расположенных на внешней и внутренней кромках вентиляционного отверстия.

Способ математической обработки, приводящий временные реализации к двум усталостным циклам, продемонстрирован на рис. 12. В силу симметрии конструкции диска и симметрии его нагружения полученное решение идентично для всех остальных отверстий; никакие дополнительные уточнения не требуются.

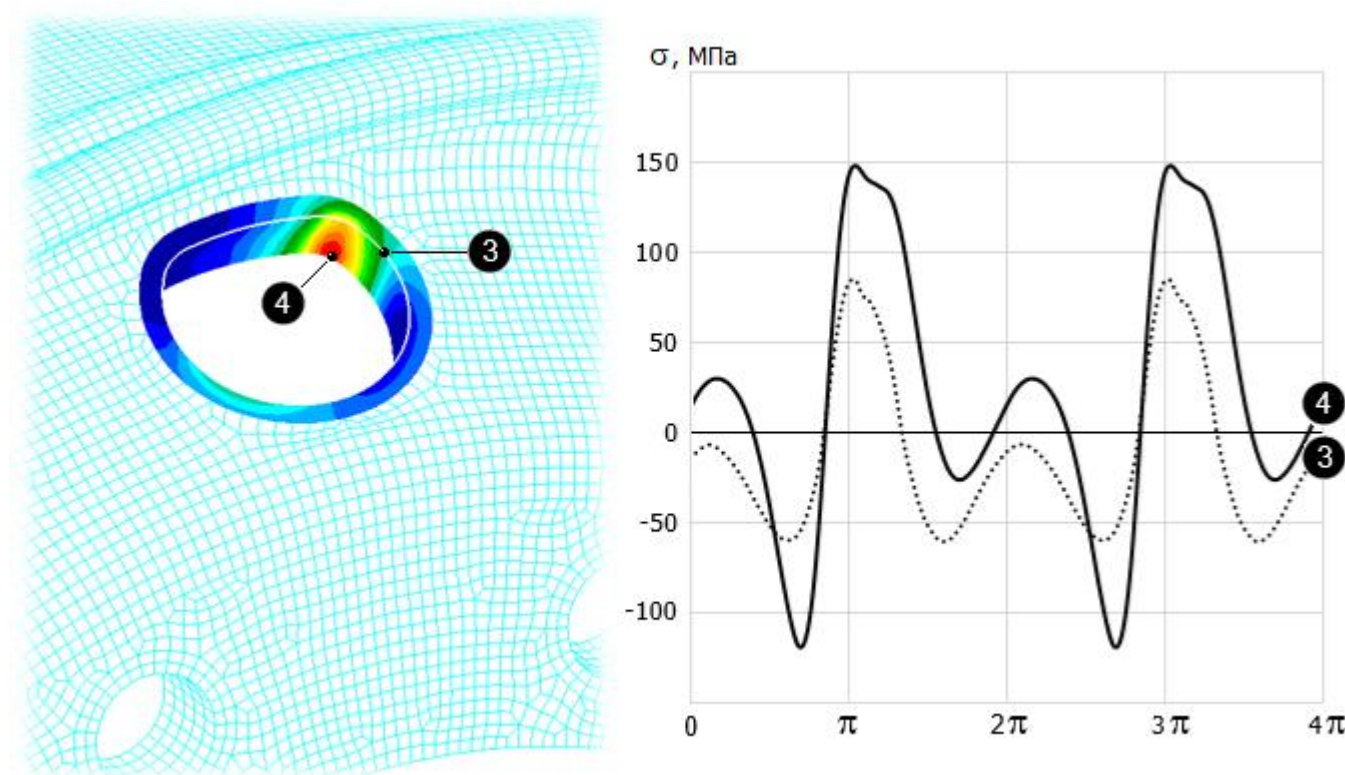


Рис. 11. Изменение максимальных напряжений в узлах #3 и #4⁵

⁵ Напряжённо-деформированное состояние на кромках вентиляционного отверстия одноосное (т.е. имеется только одно ненулевое главное напряжение).

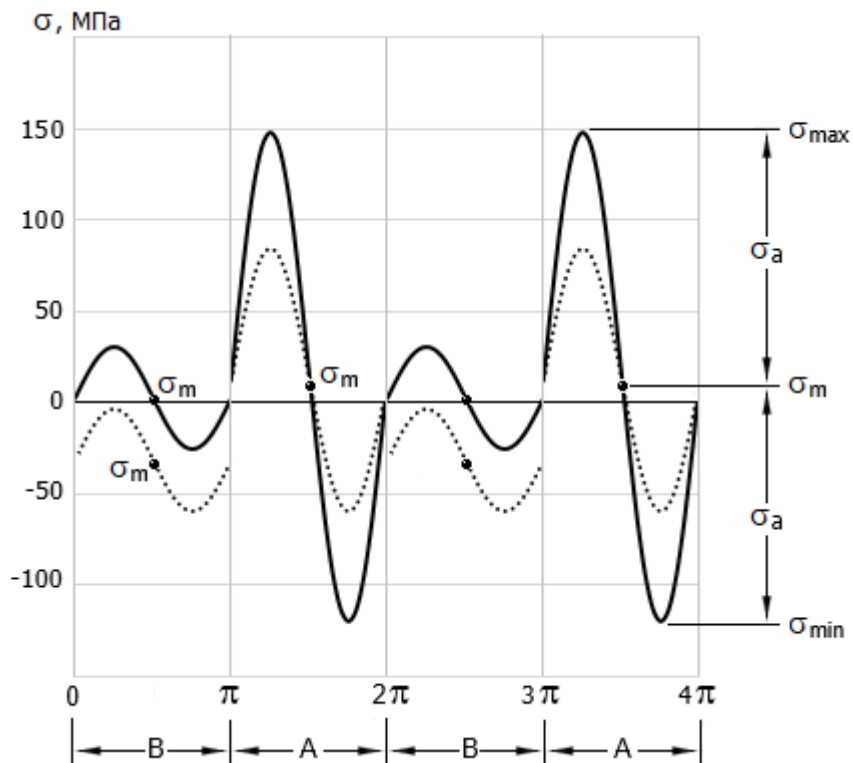


Рис. 12. Математическое описание процесса изменения напряжений (узлы #3 и #4)

Вычисленные статистические параметры изменения напряжений в двух узлах: #3 и #4 представлены в Таблице 4, а для всех критичных мест диска (см. рис. 2) – в Таблице 5. Это сделано, чтобы не дублировать данные в двух таблицах и сначала объяснить способ учета наличия ненулевого среднего у действующих напряжений.

Таблица 4

Статистические характеристики процесса изменения напряжений

№	Cycle	$\sigma_{\max}$, МПа	$\sigma_{\min}$, МПа	σ_m , МПа	σ_a , МПа	μ	z
#3	A	84	-60	12	72	0.24	1
	B	-7	-60	-34	27	-1.78	
#4	A	148	-120	14	134	0.15	2
	B	30	-26	2	28	0.10	
...							

$\mu = \sqrt{2} \cdot \frac{\sigma_m}{\sigma_a}$ – коэффициент асимметрии усталостного цикла (не процесса);

z – количество усталостных циклов нагружения за один оборот.

5.4 Учет среднего значения действующих напряжений

Ненулевые значения σ_m в Таблицах 4 и 5 указывают на наличие статического смещения напряжений. Коэффициент асимметрии μ в большинстве узлов превышает значение 0.20, поэтому возникающий из-за совместного действия статических и динамических нагрузок т.н. 'mean stress effect', не может быть проигнорирован как незначительный и должен быть учтен.

Это можно сделать, применив одну из шести существующих на сегодняшний день методик: SWT, Gerber's, Goodman's и т.д. Разнообразие подходов говорит о сложности такого учета и о том, что от выбора методики будет максимально зависеть точность конечного результата.

В данной работе для оценки влияния асимметрии нагружения на долговечность был выбран подход, разработанный в КБ им. Макеева (г. Миасс), как наиболее адаптированный для анализа конструкций из алюминиевых сплавов, работающих в условиях случайного динамического нагружения (см. раздел 8.2). В его основе лежит уравнение⁶:

$$\sigma_{\text{экв}} = (1 + \psi_{\sigma} \cdot \mu) \cdot \sigma_a \quad (1)$$

где ψ_{σ} – коэффициент, учитывающий влияние ненулевого σ_m на долговечность, не является постоянным, он максимален, когда амплитуда напряжений σ_a близка к пределу пропорциональности материала, и минимален, когда уровень напряжений близок к σ_{-1} , т.е. является функцией: уровня действующих напряжений и усталостных свойств материала (подробнее см. [1]).

Если значения ψ_{σ} , σ_a и μ известны, то с помощью уравнения (1) можно вычислить параметры эквивалентного центрированного процесса, который должен генерировать такие же циклы усталостного нагружения, что и реальный.

Пример обработки статистических данных из Таблицы 4 изображен на рис. 13 (узел #4), а точные значения эквивалентных амплитуд напряжений и СКО центрированного процесса представлены в Таблице 5.

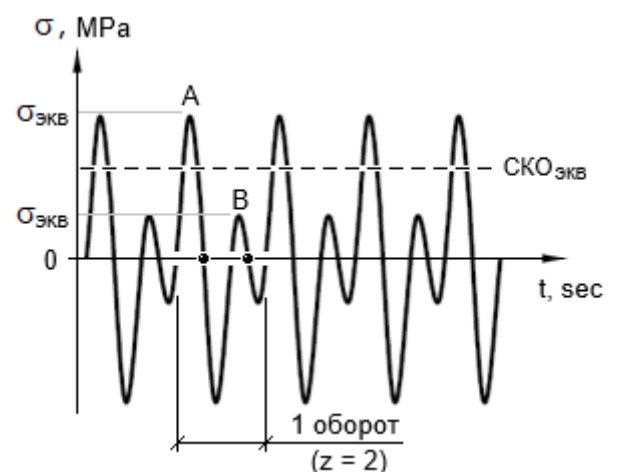


Рис. 13. Эквивалентный центрированный процесс нагружения

⁶ Оригинальное уравнение отличается, это его адаптация к работе с амплитудными спектрами.

Таблица 5

Статистические характеристики процесса изменения напряжений

№	Cycle	$\sigma_{\max}$, МПа	$\sigma_{\min}$, МПа	σ_m , МПа	σ_a , МПа	μ	$\sigma_{\text{ЭКВ}}$, МПа	SWT, МПа	z	СКО _{ЭКВ} , МПа
#1	A	128	-56	36	92	0.55	102	109	2	53
	B	18	11	15	3	7.07	13	7		
#2	A	9	-64	-27	37	-1.03	29	18	1	25
	B	-5	-64	-35	30	-1.65	20	–		
#3	A	84	-60	12	72	0.24	75	78	1	53
	B	-7	-60	-34	27	-1.78	17	–		
#4	A	148	-120	14	134	0.15	138	141	2	79
	B	30	-26	2	28	0.10	29	29		
#5	A	85	8	46	39	1.67	52	57	3	19
	B ₂	27	10	19	9	2.99	14	16		
#6	A	113	35	74	39	2.68	60	66	3	21
	B ₂	67	35	51	16	4.51	30	33		
#7	A	161	67	114	47	3.43	79	87	3	34
	B ₂	114	67	91	24	5.36	50	52		

SWT – альтернативный метод учета асимметрии нагружения, значения представлены только для сравнения результатов ($\sigma_{\text{ЭКВ}}$ vs. SWT) и демонстрации их согласованности; в расчетах эти данные не используются.

Этап подготовки математической модели усталостного нагружения обычно завершается построением циклограммы, которая описывает во времени нестационарный случайный процесс изменения напряжений в выбранных сечениях колесного диска.

Для построения используются эквивалентные амплитуды, полученные с учетом влияния среднего напряжения ($\sigma_{\text{ЭКВ}}$, см. Таблицу 5).

В рассматриваемом случае заранее известно, что процесс изменения напряжений будет стационарным, т.е. его статистические характеристики не будут изменяться, а СКО напряжений в каждом сечении будет оставаться постоянным в течении всего времени проведения испытаний. Следовательно, значений СКО_{ЭКВ}, приведённых в Таблице 5, уже достаточно для дальнейшего анализа, а этап построения циклограмм может быть пропущен.

Подробнее о методе получения СКО_{ЭКВ} см. раздел 8.2.

Но даже в этом случае необходимо пояснить – циклограмма представляет собой лишь дискретизированное описание процесса нагружения и не содержит всех статистических и структурных свойств исходного непрерывного случайного процесса (т.е. это простое блочное нагружение). Аналогично, СКО напряжений само по себе не является достаточной характеристикой даже для описания стационарного процесса нагружения (гармонический – единственное исключение).

Поэтому для корректной оценки усталостной долговечности потребуется еще один дополнительный шаг: необходимо вновь вернуться к процессам нагружения, показанным на рис. 11, и рассмотреть их снова, но уже не как последовательность из двух или трех гармоник, а как единый непрерывный процесс, без упрощений и схематизации. Это позволит выявить системные (структурные) свойства процесса нагружения, непосредственно влияющие на скорость накопления усталостных повреждений (см. раздел 6).

6. ПРЕДЕЛЬНОЕ СОСТОЯНИЕ МАТЕРИАЛА

Теория, которая будет использоваться далее для расчета усталостной долговечности, не является традиционной. Она была разработана для определения предельного состояния легких сплавов (алюминиевых, магниевых и др.) при случайном нагружении [1].

В ее основе лежат четыре числовые характеристики случайного процесса, но в рассматриваемой задаче часть из них уже была определена и скомбинирована на предыдущем этапе расчета, поэтому после вычисления $СКО_{ЭКВ}$ необходимых переменных остается всего три⁷:

$СКО_{ЭКВ}$ – стандартное отклонение напряжений, характеризующее интенсивность нагружения центрированным случайным процессом;

N_0 – число пересечений нулевого уровня центрированным процессом с заданным знаком производной, характеризующее долговечность;

G – критерий, отражающий вероятностную структуру процесса нагружения.

⁷ Математическое ожидание σ_m (статическое смещение процесса) включено в $СКО_{ЭКВ}$.

Чтобы с помощью перечисленных выше переменных описать предельное по усталости состояние материала при действии случайных процессов нагружения, требуется связать уравнениями не два традиционных параметра: напряжение – долговечность, а три.

Входными данными при расчете будут служить значения $СКО_{экв}$ и G , а выходным параметром, характеризующим повреждаемость материала, – число циклов N_0 или его логарифм lgN_0 .

В отличие от первых двух параметров, критерий G требует более подробного объяснения.

Уже полученные значения $СКО_{экв}$ (см. Таблицу 5) позволяют количественно описать интенсивность нагружения в каждом рассматриваемом сечении колесного диска. Однако одинаковое значение $СКО$ двух различных процессов не означает их одинаковую повреждающую способность.

Причина заключается в том, что $СКО$ характеризует только энергетический уровень процесса и не отражает его внутреннюю структуру: распределение экстремумов, их концентрацию и статистические закономерности появления наиболее повреждающих пиков напряжений.

Поэтому для корректного описания предельного состояния материала одного параметра $СКО$ недостаточно. Необходим дополнительный критерий, учитывающий структурные особенности процесса нагружения, которые и определяют скорость накопления усталостных повреждений. В используемой методике таким критерием является параметр G – интегральная характеристика повреждающей части процесса нагружения.

Способ его вычисления и последующее добавление в уравнение S-N кривой в виде безразмерного коэффициента будет объяснён ниже на примере сравнения двух случайных процессов нагружения колесного диска: реального эксплуатационного и полигармонического, характерного для стендовых испытаний.

6.1 Структурный параметр случайного нагружения

Цель проведения усталостных испытаний заключается в подтверждении надежности и долговечности колесного диска в течение установленного срока службы. Для подтверждения потребуется ответить на вопрос – 7000км на стенде без видимых повреждений (т.е. без появления технической трещины заданной величины), как это коррелируется с необходимостью проехать 800 000км по дорогам разных категорий?

Чтобы ответить, необходимо будет сравнить результаты двух анализов – 'Design Spectrum' vs. 'Test Spectrum'. Первый должен показать запасы усталостной прочности по предельному состоянию материала, второй – уровень повреждений, достигнутый в результате испытаний.

Нестационарное случайное нагружение автомобильного колеса в процессе эксплуатации принято упрощать и описывать при помощи т.н. 'Design Spectrum'. Учесть все особенности реального нагружения он не может, но математически описывает его максимально точно. Воспроизведение нагружения в соответствии с 'Design Spectrum' будет самым правильным вариантом стендовых испытаний колеса. Это не сложно технически, но так не делают из-за времени, которое для этого потребуется.

'Design Spectrum' заменяют более простыми, из которых радиальный тест – это максимальное упрощение и замена реального нестационарного случайного процесса нагружения полигармоническим.

Замена должна быть равнозначной, и полигармонический процесс должен генерировать, если не точно такое же накопленное усталостное повреждение, что и 'Design Spectrum', то как минимум должна быть возможность вычислить повреждение, накопленное за время проведения испытаний, достаточно точно.

На рис. 14 показаны два амплитудных спектра изменения напряжений в узле #1. Первый описывает изменение напряжений в течение заданного срока службы, второй – за время проведения испытания.

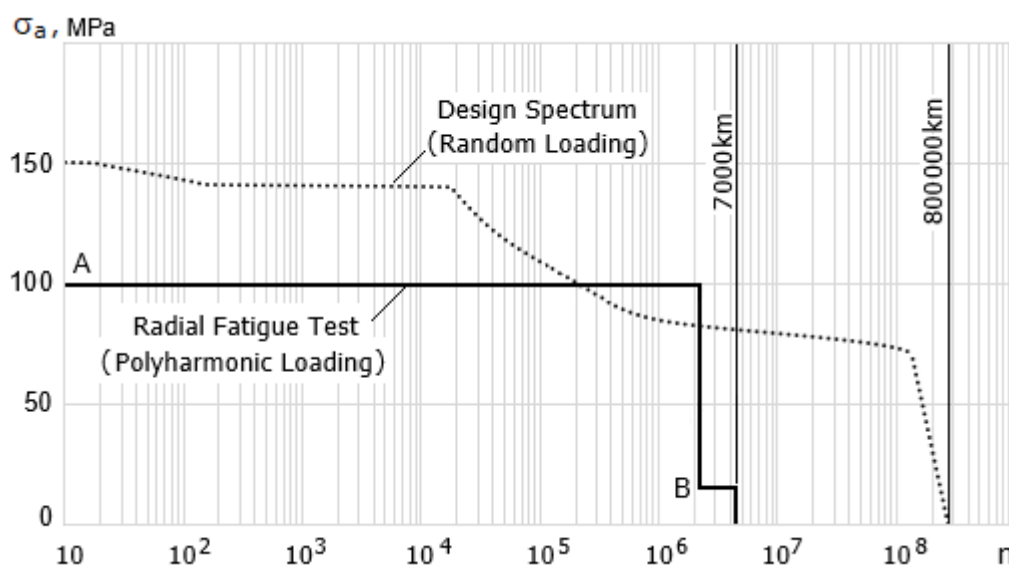


Рис. 14. Амплитудные спектры изменения напряжений в колесном диске (узел #1)

Чтобы можно было корректно сравнить два нагрузочных спектра попробуем понять системные(структурные) различия между ними, помимо самых очевидных – разной формы и длительности.

Воспользуемся методом оценки усталостной долговечности при действии случайных нагрузок, предложенный Гриненко Н.И. и Шефером Л.А. в начале 70-х годов [1].

Согласно исследованиям, проведённым лабораторией, которой они последовательно руководили, при одинаковой интенсивности нагружения образцов гармоническим, полигармоническим или случайными процессами скорость накопления усталостных повреждений в материале, из которого они изготовлены, будет разная⁸, и по этому критерию полигармонический процесс является промежуточным между случайным и гармоническим.

Следствием из этого вывода, применительно к колесным дискам, будет то, что, если делать прогноз появления усталостных трещин в их конструкции, основываясь на S-N кривой гармонического нагружения материала, то полученный результат всегда будет более оптимистичным, чем реальный, а вычисленный ущерб может быть значительно недооценён.

Другая проблема – подавляющее большинство из существующих кривых усталости описывают именно гармоническое нагружение материала, т.е. наименее повреждающий из возможных процессов нагружения.

S-N кривые описывающие предельное состояние материала при случайном изменении амплитуд напряжений практически отсутствуют, а их экспериментальное получение не всегда целесообразно.

В качестве примера, объясняющего сказанное выше, на рис. 15 показаны два возможных процесса изменения напряжений в колесном диске – гармонический (кривая 1) и полигармонический (кривая 2), соответствующий амплитудному спектру на рис. 14.

⁸ Утверждение для центрированных процессов нагружения одинаковой интенсивности (т.е. с одинаковыми СКО, частотой и структурой).

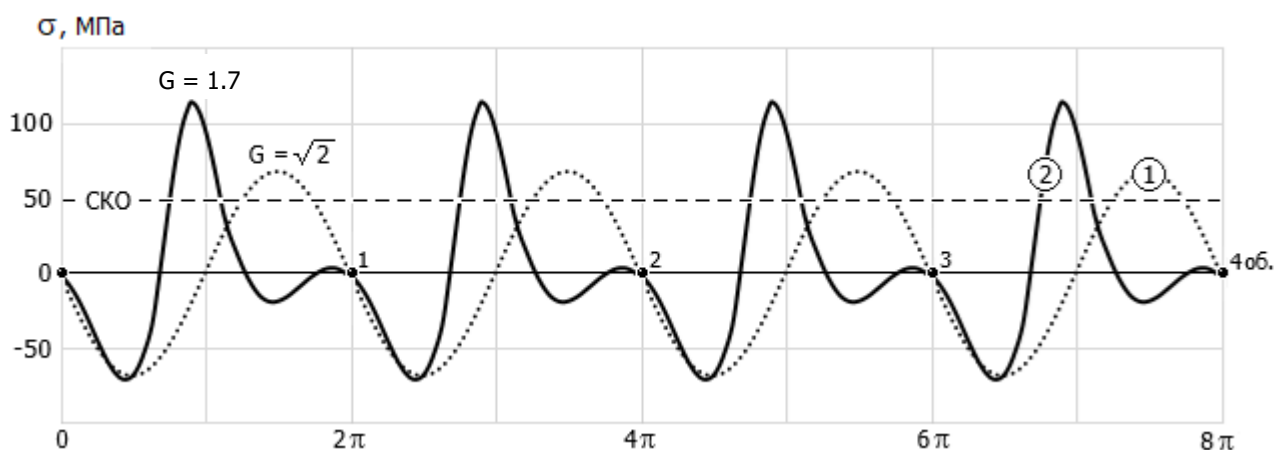


Рис. 15. Сравнение процессов нагружения

Оба процесса центрированы относительно нуля, имеют одинаковые СКО, частоту и 'irregular factor' I , равный 1.0. При этом наглядно видно – несмотря на математическую (статистическую) эквивалентность, полигармонический процесс должен генерировать большее усталостное повреждение за один оборот колеса⁹.

Вычислить правильно повреждение от действия полигармонического процесса при помощи S-N кривой гармонического нагружения без корректировки результата не получится. В уравнение предельного состояния материала будут подставляться одни и те же переменные, и это необходимо учитывать.

В дальнейших расчетах для описания предельного состояния будут использоваться обобщенные диаграммы усталости материала (см. раздел 3), где различия между процессами в скорости накопления повреждений как раз и учитываются при помощи G (подробнее см. раздел 8.2).

При случайном изменении амплитуд напряжений параметр G позволяет определить положение кривой усталости ниже базовой, в качестве которой принимается S-N кривая гармонического нагружения материала (т.е. с его помощью предельное состояние материала при гармоническом нагружении приводится к предельному состоянию при полигармоническом или случайном нагружении).

Если еще проще и ближе к инженерной практике, то параметр G позволяет связывать между собой результаты лабораторных усталостных испытаний материала и реальные условия эксплуатации конструкции.

⁹ См. модель Форсайта, описывающую раннее развитие трещины.

Применительно к моделируемым испытаниям и особенностям полигармонического изменения напряжений в колесных дисках использование параметра $G = 2.0$ является достаточно консервативным предположением. При необходимости проверить или уточнить этот параметр можно воспользоваться методикой расчета, описанной в разделе 8.2.

Если только один из двух или трех усталостных циклов нагружения имеет значение $\sigma_{\max} > 0$ (см. кривую #3 на рис. 11), то будет корректным использование $G = \sqrt{2}$. Если все усталостные циклы имеют значение $\sigma_{\max}$ меньше нуля – накопление усталостных повреждений в этом месте не происходит.

Расчет долговечности колесного диска проводился для вероятности разрушения 10% ($P_s = 0.1$). Как уже было сказано в разделе 5.4, этот расчет проще выполнять через СКО в силу стационарности случайных процессов изменения напряжений при стендовых испытаниях. Для этого кривые усталости лабораторных образцов (см. рис. 4 и 5) потребовалось перестроить так, чтобы по оси ординат было СКО процесса, а их положение соответствовало заданной вероятности разрушения.

СКО и амплитуду гармонического процесса связывает простое уравнение:

$$\text{СКО} = \frac{\sigma_a}{\sqrt{2}}.$$

Вычисленные положения кривых усталости при разных видах нагружения показаны на примере S-N кривой, используемой при анализе сечений с #3 по #7 (см. рис. 16).

СКО (Standard Deviation), МПа

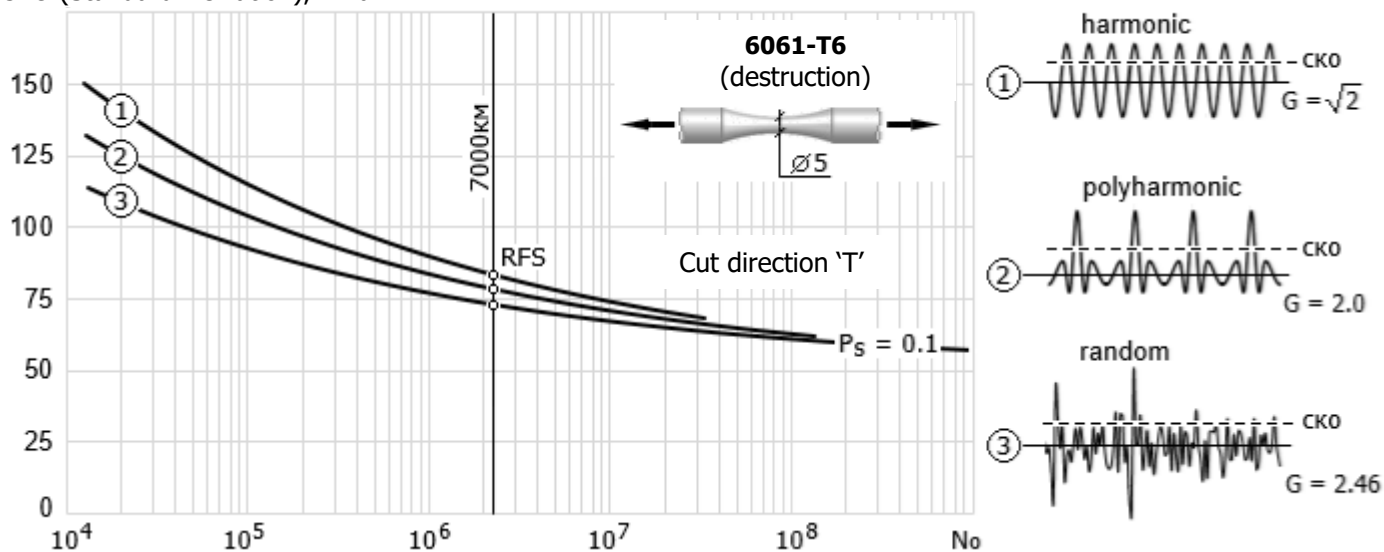


Рис. 16. S-N кривые алюминиевого сплава при разных видах нагружения

6.2 Учет конструктивных различий

Исходная заготовка колесного диска имеет явно выраженную ортотропию усталостных свойств, как прямое следствие технологии ее изготовления. При анализе для каждого направления (см. рис. 2) используется своя базовая S-N кривая (т.е. кривая усталости лабораторных образцов, см. раздел 3).

Кроме выбора базовой кривой усталости по направлению действия главных напряжений, для правильного определения предельного состояния материала конструкции необходимо дополнительно учесть:

- особенности ее геометрии (т.е. отличие от лабораторных образцов, см. раздел 8.3);
- особенность нагружения (см. раздел 8.3);
- технологические особенности изготовления (качество обработки поверхности, локальное поверхностное упрочнение и т.д.);
- особенности эксплуатации (внешняя среда, максимальный нагрев, радиация и т.д.).

Полученные поправочные коэффициенты, снижающие усталостную прочность, для всех рассматриваемых сечений представлены в Таблице 6.

Таблица 6

Параметры предельного состояния сплава 6061-T6

№	direction	S-N Curve ¹⁰	K_{σ} ¹¹	ν_{σ} ¹²	C_{surf} ¹³	$ExPC$ ¹⁴	t_q ¹⁵	RFS ¹⁶ , МПа
#1	R	$\overline{\lg N_o} = 15.35 - 4.8 \cdot \lg(\sigma_a - 70)$	1.01	0.07	0.95	1.59	1.31	81
#2	R		1.01	0.07	0.90	1.00	1.31	98
#3	–	$\overline{\lg N_o} = 15.10 - 5.0 \cdot \lg(\sigma_a - 72)$	1.10	0.10	0.95	1.00	1.31	92
#4	–		1.10	0.10	0.90	1.59	1.31	69
#5	T	$\overline{\lg N_o} = 15.10 - 5.0 \cdot \lg(\sigma_a - 72)$	1.03	0.07	0.90	1.59	1.31	68
#6	T		1.03	0.07	0.90	1.59	1.31	68
#7	T		1.03	0.07	0.90	1.59	1.31	68

¹⁰ Кривые усталости круглых лабораторных образцов, гармоническое растяжение-сжатие.

¹¹ Для вычисления использована методика [2].

¹² Для вычисления использована методика [2].

¹³ Дополнительное декоративное покрытие отсутствует, поэтому данные взяты из MSC.Fatigue User's Guide (the effect of surface finish on high-cycle fatigue).

¹⁴ Для вычисления использована методика [1], см. раздел 8.2.

¹⁵ Квантиль распределения Стьюдента для вероятности $P = 0.1$.

¹⁶ RFS для 7000км пробега на стенде (см. рис. 16).

RFS вычисляется программой по заданным в Таблице 6 параметрам. Ниже показана трансформация кривой усталости лабораторных образцов для получения уравнения предельного состояния материала в сечении #4 (сечение проходит через узел #4 по нормали к образующей вентиляционного отверстия в этом месте). Эта демонстрация наглядно показывает работу алгоритмов программы **WHEEL FATIGUE**, которые используются для учета каждого поправочного коэффициента в таблице.

1. $\overline{\lg N_o} = 15.10 - 5.0 \cdot \lg(\sigma_a - 72)$ – базовая S-N кривая ($P_s = 0.5$), направление 'Т'
- ↓
2. $\overline{\lg N_o} = 14.37 - 5.0 \cdot \lg(\text{CKO} - 51.4)$ – переход от амплитуд к СКО ($P_s = 0.5$)
- ↓
3. $\overline{\lg N_o} = 14.57 - 5.0 \cdot \lg(\text{CKO} - 56.6)$ – учет конструктивных различий ($K_\sigma = 1.1$)
- ↓
4. $\overline{\lg N_o} = 14.34 - 5.0 \cdot \lg(\text{CKO} - 51)$ – учет качества обработки поверхности ($C_{\text{surf}} = 0.9$):
- ↓
5. $\overline{\lg N_o} = 13.35 - 5.0 \cdot \lg(\text{CKO} - 51)$ – учет особенностей случайного нагружения ($\text{ExPC} = 1.6$)
- ↓
6. $\lg N = 13.27 - 5.0 \cdot \lg(\text{CKO} - 48.4)$ – итоговая S-N кривая $P_s = 0.1$ ($t_q = 1.31$, $v_{\text{CKO}} = 0.10$)

В соответствие с итоговой S-N кривой, чтобы гарантировать 7000км пробега на стенде или 2 256 376 оборотов колеса (см. Таблицу 3) с заданной вероятностью, СКО процесса изменения напряжений в узле #4 не должно превышать 69МПа.

Все полученные запасы усталостной прочности и сделанные выводы представлены в разделе 2.

7. СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Гриненко Н.И., Шефер Л.А. Спектральный метод оценки усталостной долговечности при действии случайных нагрузок // Проблемы прочности. 1976. – №1. – с. 19-22.
2. Меньшиков С.Я. Вероятностный метод расчёта характеристик сопротивления усталости элементов конструкций: Автореф. дис. канд. техн. наук – Челябинск, 1989. – 16с.

8. ПРИЛОЖЕНИЕ

8.1 Результаты нелинейного конечно-элементного анализа

Величина горизонтальной силы F_L для разных углов α при заданной вертикальной F_V и известных характеристиках шины (см. рис. 17) вычислялась решением контактной задачи поступательного качения колеса с боковым уводом по недеформируемой поверхности. Был выполнен нелинейный анализ нагружения конечно-элементной модели шины, учитывающей: нелинейность механических свойств резины, внутреннее металлическое усиление, внутреннее давление, скорость вращения колеса, рисунок протектора и т.д. Описание модели, используемых кинематических гипотез и принятых допущений объёмно и не является целью данной статьи. Здесь важны сделанные в итоге выводы и их корректность.

Первый расчет был выполнен с коэффициентом трения $\lambda = 0.85$ (резина/асфальт). После корректировки ряда констант в уравнении потенциалов Муни-Ривлина и пересчета жёсткостей некоторых элементов, удалось добиться достаточно хорошего совпадения полученных результатов с экспериментальными данными.

При повторном расчете, но уже с уменьшенным до 0.22 коэффициентом трения, величина горизонтальной силы F_L при угле в 2° получилась равной почти 15кН. Результаты расчетов показаны в виде двух графиков на рис. 17.

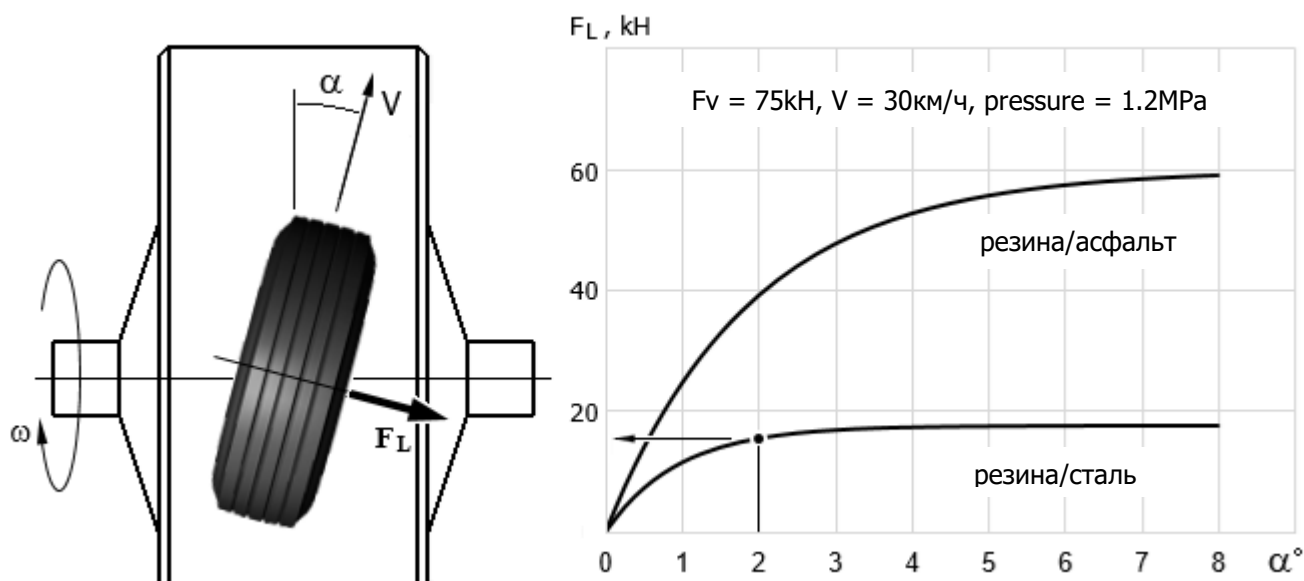


Рис. 17. Результаты нелинейного анализа модели колеса

8.2 Вычисление ExPC¹⁷ параметра для полигармонического процесса

На рис. 18 изображены процессы изменения напряжений во время проведения стендовых испытаний в двух точках на поверхности колесного диска, расположенных на значительном удалении друг от друга.

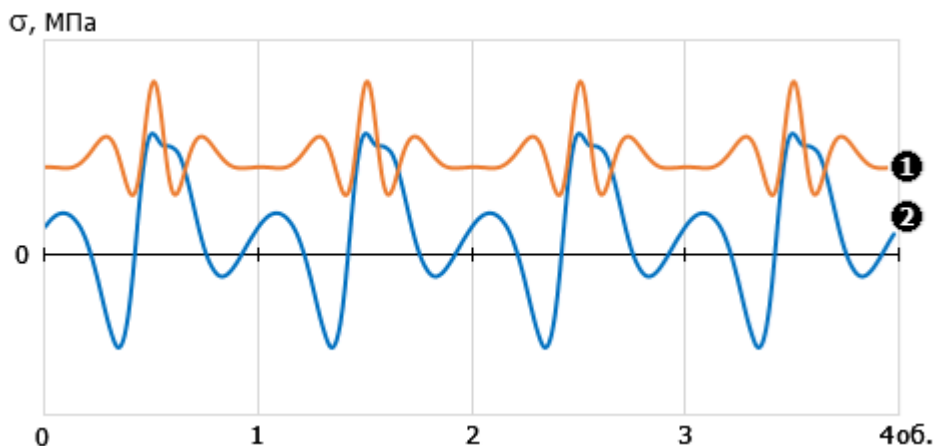


Рис. 18. Изменение напряжений в двух узлах колесного диска

Начнем рассмотрение с процесса 1. Наглядно видно, что он полигармонический с большим статическим смещением. Для вычисления усталостной долговечности его необходимо будет сначала перестроить и привести к эквивалентному по повреждаемости центрированному процессу нагружения.

Использованный в данной работе подход формирует эквивалентный процесс путем центрирования исходного, т.е. вычитая среднее значение и выполняя последующее масштабированием по оси ординат. В результате получается временная реализация, которая сохраняет непрерывность и полностью повторяет форму исходного процесса (см. кривую 2 на рис. 19).

Статистически два процесса, исходный (1) и эквивалентный центрированный (2), будут отличаться только значением СКО, и именно значение СКО будет использоваться в дальнейших расчетах.

Классический подход к решению этой задачи основан на упрощении временной реализации, например с использованием метода 'дождя' ('Rainflow Counting'), и последующим пересчетом полученных циклов с помощью методов, учитывающих влияние среднего напряжения.

¹⁷ Название переменной было предложено АИ и объяснено тем, что аббревиатура из 'Extreme Peak Concentration Factor' гораздо лучше отражает физический смысл параметра, описывает его ярче и точнее, чем исходное; не будем ретроградами, и в дальнейшем будем использовать обозначение ExPC, однако напомним, что интерпретация параметра, формула для его вычисления и исходное название были предложены в [1].

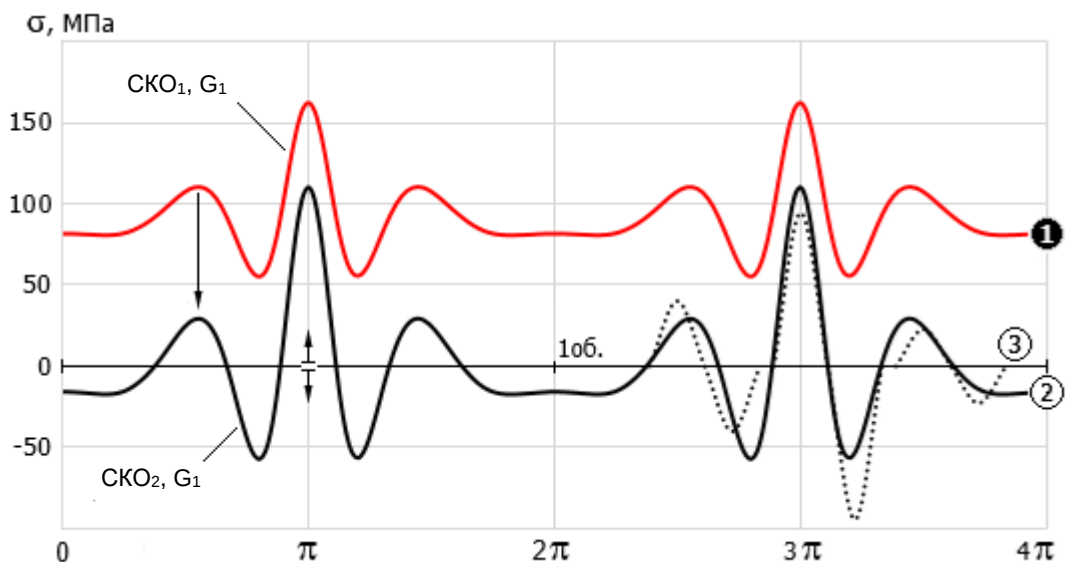


Рис. 19. Построение эквивалентного центрированного процесса нагружения

В рассмотренном выше примере такой подход заменяет непрерывный процесс изменения напряжений всего тремя циклами усталостного нагружения. Эти циклы показаны на рис. 19 пунктирными линиями (кривые 3). Учет влияния среднего напряжения выполнен по критерию Gerber. Различие между двумя подходами видно наглядно.

Здесь можно сделать небольшое отступление.

Если по каким-либо субъективным причинам отсутствует доверие к коэффициентам, полученным 50 лет назад в СССР, а именно они были использованы в этом расчете, то на рис. 19 хорошо видно, что после центрирования исходного процесса его можно отмасштабировать с применением любого из общепризнанных методов учета среднего напряжения (Gerber, Goodman, SWT, ...).

После этого классические методы анализа усталости, примененные к полученной временной реализации, будут выделять практически те же усталостные циклы, что и при обработке исходного процесса (см. Таблицу 5, $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ vs. SWT). Однако сохранение описания непрерывного центрированного случайного процесса имеет ряд преимуществ при последующих расчетах, которые ниже будут объяснены.

Следующий этап – вычисление предельного по усталости состояния материала.

При классическом подходе для этого используется S-N кривая, у которой по оси ординат отложена амплитуда напряжений σ_a . В методике [1] используется кривая усталости, где по оси ординат отложено СКО напряжений (Standard Deviation).

При моделировании стендовых испытаний, когда требуется оценить возможность пробега 7 000 или 15 000км, запасы усталостной прочности, рассчитанные двумя методами, будут либо практически одинаковыми, либо достаточно близкими по значению (с оговоркой, что сравниваются логарифмы).

Различие между результатами становится заметным при расчетах долговечности для более значительных расстояний (например, 800 000км), когда влияние сделанных допущений и упрощений начинает существенно сказываться на расчетной долговечности.

Основное отличие использованного подхода к вычислению предельного состояния конструкции заключается в том, что с S-N кривой сопоставляются не амплитуды напряжений, последовательно выбираемые из циклограммы, а СКО двух процессов: гармонического и полигармонического, что позволяет учитывать возможное повреждение даже от тех циклов, которые классический подход считает безопасными.

Поскольку значение СКО двух процессов одинаково, то единственное различие между ними будет в их внутренней структуре, которую описывает т.н. параметр G, и влияние которого на усталостную долговечность алюминиевых сплавов изучено уже достаточно хорошо.

В классическом подходе структура случайного процесса непосредственно не учитывается, и максимально точная оценка усталостной долговечности возможна только в том случае, если S-N кривая была экспериментально получена при том же типе нагружения, что и у рассчитываемой детали. Однако на практике S-N кривая, как правило, соответствует простому гармоническому нагружению.

Кривые усталости одинаковых образцов материала при гармоническом и случайном нагружении не совпадают. Параметр G позволяет оценить величину этого несовпадения, а именно – насколько ниже сместится кривая усталости при случайном нагружении относительно базовой S-N кривой, полученной для гармонического нагружения.

При полигармоническом процессе изменения напряжений для вычисления G не требуется решать систему интегральных уравнений. Если непрерывный процесс нагружения описывается всего тремя гармониками (см. рис. 19) с одинаковым количеством циклов (т.е. $z = 3$), то часто это позволяет упростить систему уравнений до:

$$G = \frac{\sigma_{\max}}{\text{СКО}} \cdot \frac{\text{RMS}_{\max}}{\text{RMS}_{(+)}} \cdot \frac{n_{\max}}{n_{(+)}} = \frac{1}{3} \cdot \frac{\sigma_{\max}}{\text{СКО}} \cdot \frac{\text{RMS}_{\max}}{\text{RMS}_{(+)}} \quad (2)$$

В качестве примера на рис. 20 показана статистическая обработка процесса, описываемого кривой 2 на рис. 19. В Таблице 7 приведены результаты вычислений и даны объяснения всем переменным уравнения (2).

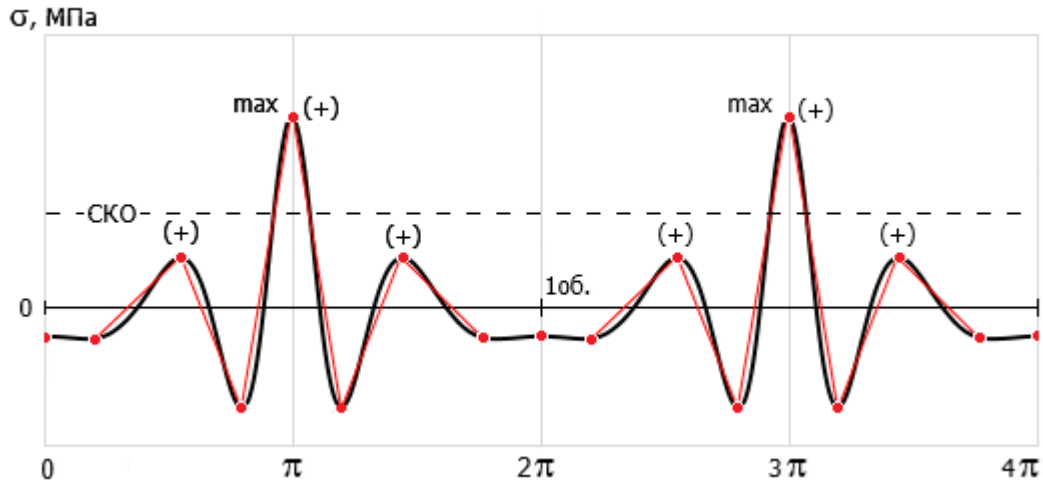


Рис. 20. Полигармонический процесс изменения напряжений

Таблица 7

Вычисление параметра структуры процесса G

Обозначение	Величина	Ед. изм.	Комментарии
$\sigma_{\max}$	111	МПа	Максимальное значение напряжений в процессе
СКО	32	МПа	Среднеквадратичное отклонение процесса
σ_m	0	МПа	Статическое смещение процесса
$n(+)$	6 769 128	циклов	Число положительных максимумов
$n_{\max}$	2 256 376	циклов	Число повреждающих максимумов
$RMS(+)$	68.5	МПа	Среднеквадратичное значение положительных пиков
$RMS_{\max}$	111	МПа	Среднеквадратичное значение повреждающих пиков
G	1.88		Структурный параметр процесса

Такая же обработка процесса 2 (см. рис. 18) дает значение параметра $G = 1.71$.

Практическое использование параметра G показано ниже на примере двух центрированных процессов изменения напряжений, изображенных на рис. 21. По своей форме они полностью аналогичны рассмотренным выше.

Кривые 1 и 2 на рис. 21 описывают стационарный случайный процесс изменения напряжений в двух точках на поверхности колесного диска во время проведения стендовых испытаний.

Кривая 3 иллюстрирует процесс гармонического изменения напряжений в образцах при лабораторных испытаниях.

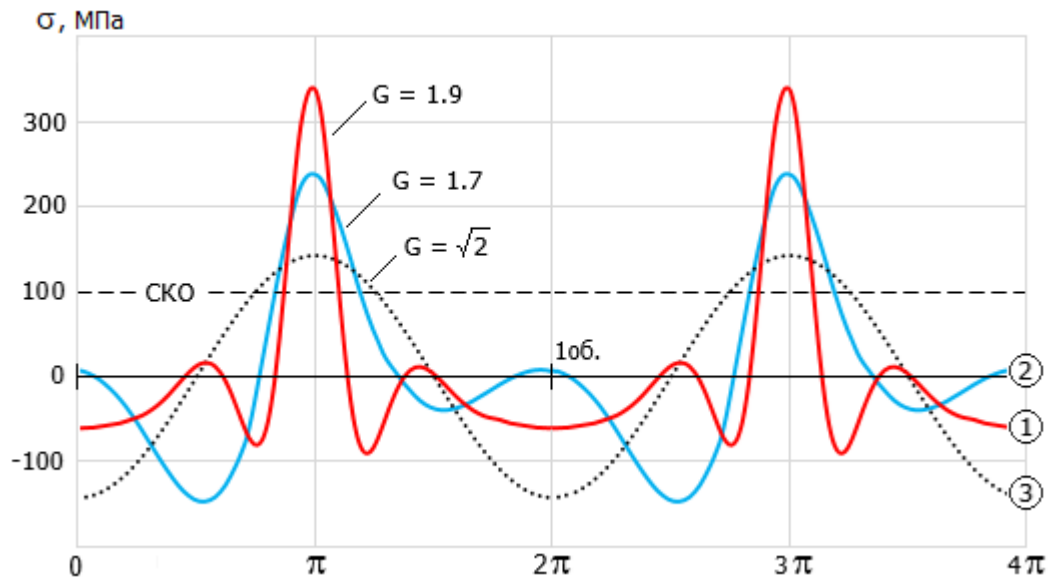


Рис. 21. Изменение напряжений в колесном диске

Все кривые условны. Для простоты объяснения и большей наглядности они расположены так, что абсолютные максимумы процессов совпадают по фазе, и отмасштабированы так, что СКО напряжений каждого процесса за один оборот колеса составляет 100МПа. При масштабировании параметр G не изменяется.

Три изображенных процесса имеют разную форму, разные значения максимальных напряжений, разное количество циклов усталостного нагружения, но при этом статистически они почти эквиваленты: они стационарны, центрированы относительно нуля, имеют СКО напряжений равное 100МПа и 'irregular factor' равный 1.0. Единственным параметром, различающим эти процессы, является G .

Его физический смысл заключается в количественной оценке концентрации повреждающих экстремумов в процессе нагружения. При одинаковом энергетическом уровне нагружения (т.е. при одинаковых СКО), различные процессы могут существенно отличаться по частоте появления и величине экстремальных напряжений, определяющих накопление усталостных повреждений.

Поэтому чем больше значение G , тем выше концентрация повреждающих экстремумов и (или) их интенсивность и, следовательно, тем меньшее количество оборотов колеса (циклов усталостного нагружения) выдержит конструкция.

Для использования в расчётах значение G преобразуют в безразмерный коэффициент $ExPC$, характеризующий относительное увеличение усталостного повреждения по сравнению с базовым. В качестве базового используют гармонический процесс, у которого значение G постоянно и равно $\sqrt{2}$, а то, насколько случайный процесс будет более повреждающим, определяется по формуле:

$$ExPC_i = \frac{G_0 - \sqrt{2}}{G_0 - G_i};$$

где G_0 – постоянная, численное значение которой для большинства алюминиевых сплавов лежит в диапазоне 3.7...4.3. Обычно значение G_0 принимают равным 4.0, но выбор конкретного значения зависит от материала и накопленного опыта применения описанной методики.

Чтобы положение S-N кривой материала соответствовало характеру случайного нагружения, положение базовой кривой усталости корректируется в зависимости от вычисленного $ExPC$ согласно уравнению:

$$\overline{\lg N_i} = A - B \cdot \lg[ExPC_i \cdot (CKO_i - S_0)];$$

где:

A и B – параметры кривой усталости при гармоническом нагружении;

S_0 – математическое ожидание СКО предела неограниченной выносливости.

Полученные в итоге результаты представлены на рис. 22.

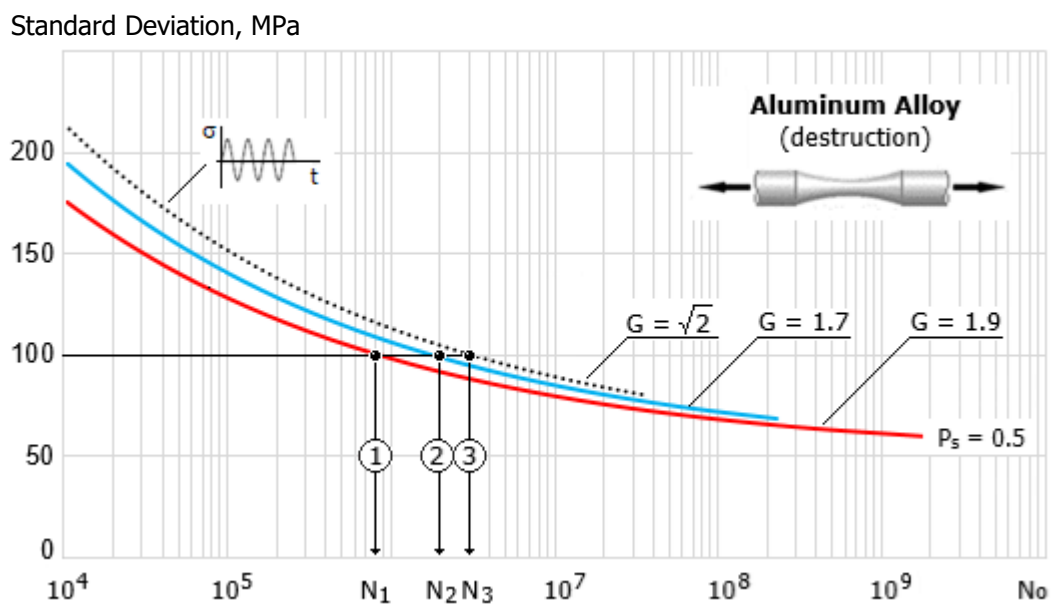


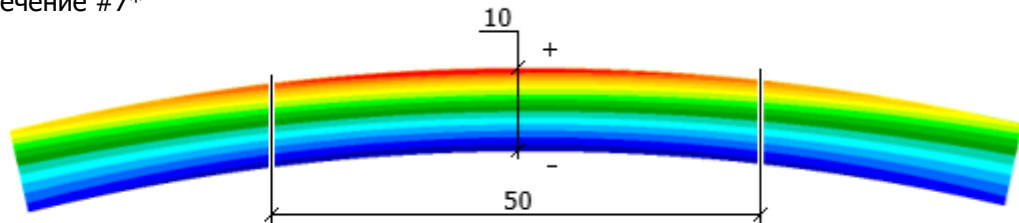
Рис. 22. S-N кривые алюминиевого сплава при разных видах нагружения

$$CKO_1 = CKO_2 = CKO_3; \quad G_1 > G_2 > G_3; \quad N_1 < N_2 < N_3$$

8.3 Учет влияния конструктивных факторов

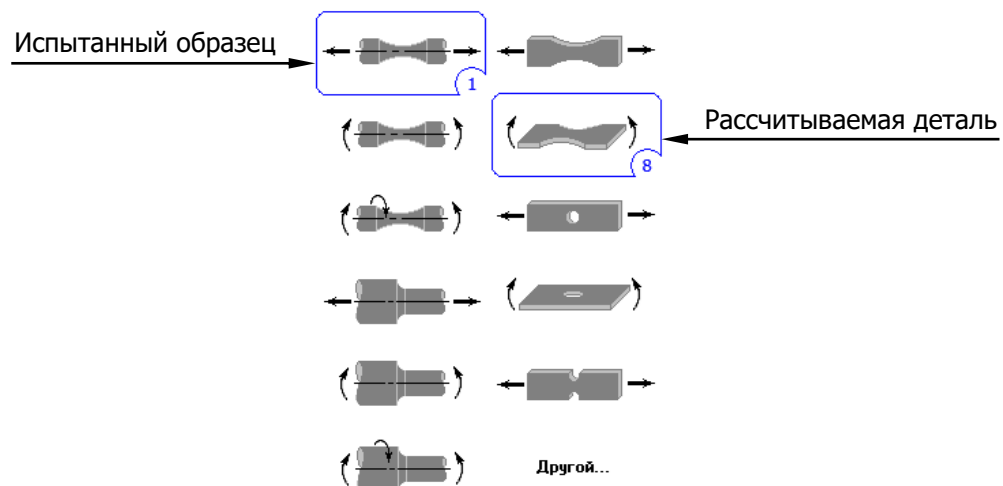
Учет конструктивных различий между элементами рассматриваемого диска и испытанными лабораторными образцами осуществлен по методике С.Я. Меньшикова [2]. Алгоритм вычисления встроен в программу, пример расчета показан на рис. 22.

Сечение #7*

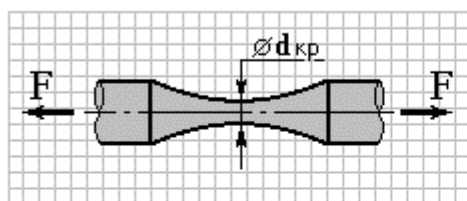


Изолинии изгибных напряжений

* – сечение проходит через узел #7, перпендикулярно оси вращения колеса

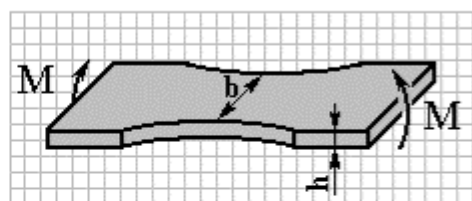


Растяжение - сжатие



Диаметр $d_{кр}$ 5 /мм/
Коэффициент вариации $V_S = 0.045$

Чистый изгиб



Толщина h 10 /мм/
Ширина b 50 /мм/
Конструктивный коэффициент $K_G = 1.03$
Коэффициент вариации $V_S = 0.07$

Рис. 23. Учёт конструктивных различий (сечения #5, #6 и #7)

8.4 Учет качества обработки поверхности

Зависимость понижающего коэффициента C_{surf} от качества обработки поверхности алюминиевого сплава 6061-T6 представлена на рис. 24. Диапазон долговечности: 10^5 - 10^7 циклов нагружения.

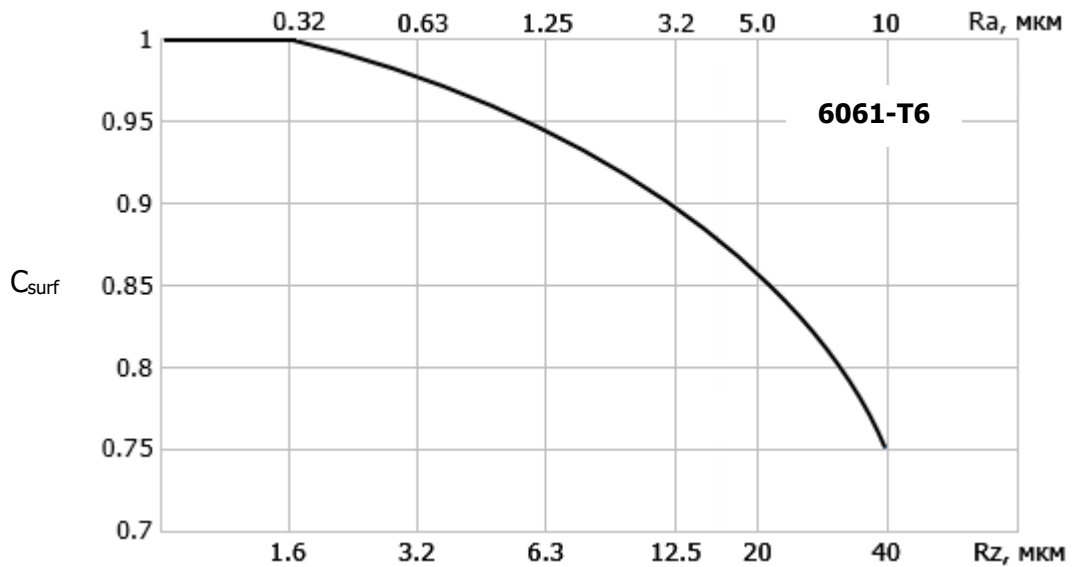


Рис. 24. C_{surf} для сплава 6061-T6

Позволяет учесть снижение (относительно медианного значения) долговечности образцов с разным Rz/Ra .

8.5 Пример работы программы WHEEL FATIGUE

Прогноз усталостной долговечности колесных дисков при их случайном динамическом нагружении в процессе эксплуатации делается на основе анализа результатов нескольких десятков частных решений, одно из которых и описано выше. Подробнее см. ссылку.

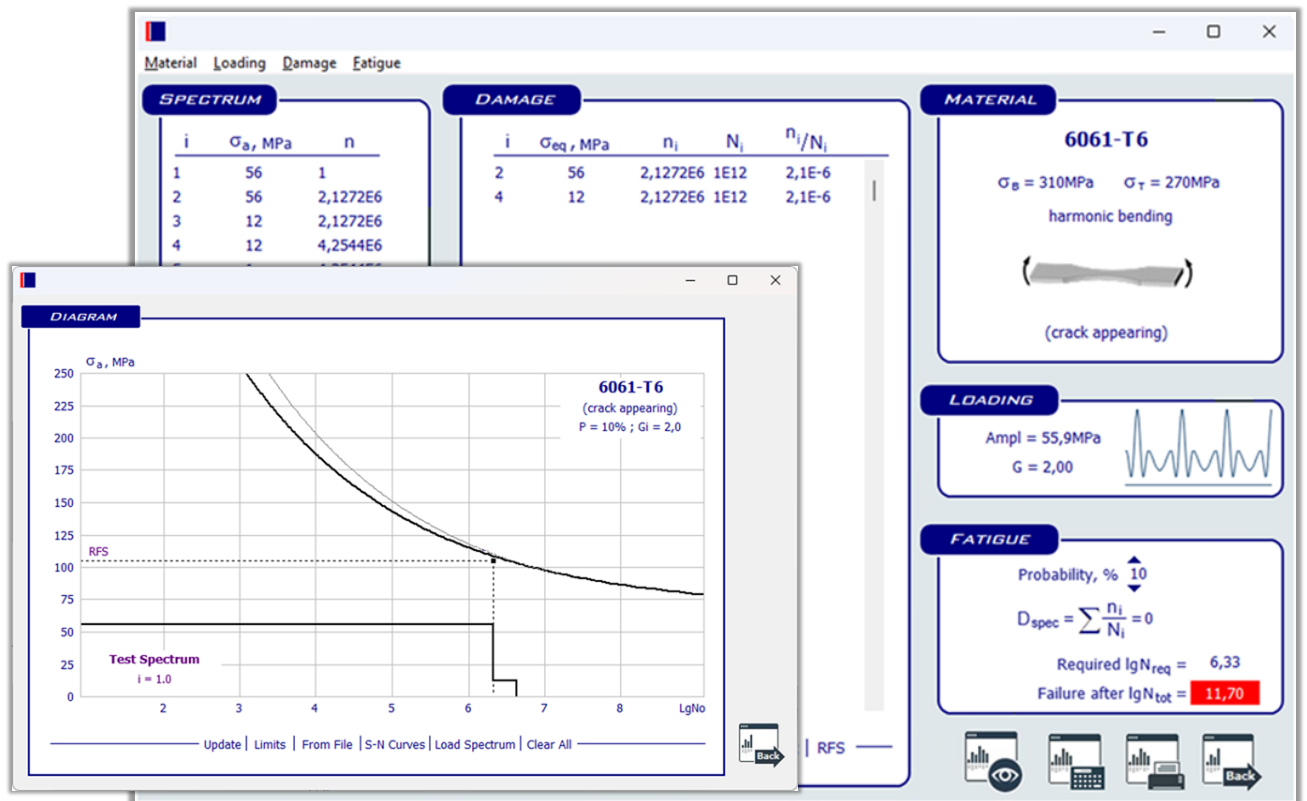


Рис. 25. Пример работы программы

Мы подробно описываем используемые нами методики и готовы обсудить любой аспект усталостного анализа. Однако одна из целей этой статьи – показать сложность подобных расчётов. Анализ усталости – это не просто последовательность решений относительно несложных уравнений, а комплексная инженерная задача, требующая участия специалистов различных направлений для выполнения множества взаимосвязанных этапов: от получения и обработки исходных данных до выбора расчётных моделей, анализа результатов и проверки принятых допущений. Поэтому наличие практического опыта влияет на точность конечного результата не меньше, чем используемые аналитические методы и программные средства.

Обратившись к нам, как к специалистам вы получите не только расчёт, но и уверенность в том, что все сделанные допущения являются обоснованными, методология применена правильно, а выводы достоверны и могут быть использованы при принятии конструкторских решений.