

# Проектирование, изготовление и эксплуатация оборудования на основе концепции безопасных трещин

Л.И. Доможиров, д.т.н., зав. лабораторией «Живучесть материалов и конструкций» ОАО НПО «ЦНИИТМАШ»

**О**беспечение высокой надежности и гарантированной безопасности ответственного оборудования является одной из ключевых задач современного машиностроения. При проектировании эта задача решается на основании оценки прочности оборудования в соответствии с действующими отраслевыми нормами расчета на прочность.

В инженерной практике расчеты на прочность при проектировании оборудования обычно проводятся по коэффициенту запаса по напряжениям  $n_\sigma$ , определяемому для статических нагрузок по формуле [1]:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{экв}} \geq [n_\sigma], \quad (1)$$

где  $\sigma_{lim}$  – предельное напряжение, вызывающее разрушение конструкции,  $\sigma_{экв}$  – эквивалентное рабочее напряжение,  $[n_\sigma]$  – нормативное значение коэффициента запаса прочности. Величину  $\sigma_{lim}$  определяют экспериментально, либо устанавливают на основании одной из теорий прочности. Значения  $[n_\sigma]$  зависят от способа определения расчетных нагрузок и напряжений, характеристик прочности материалов и выбираются на основании опыта проектирования, изготовления и эксплуатации оборудования. В машиностроении величина  $[n_\sigma]$  обычно составляет  $1,5 \div 3,0$  [1].

При циклических нагрузках соотношение (1) записывается в виде [1]:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [n_\sigma], \quad (2)$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости малоразмерных лабораторных образцов при симметричном цикле,  $\sigma_a$  – переменные напряжения,  $\sigma_m$  – постоянные напряжения,  $K_\sigma$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений,  $\epsilon_\sigma$  – масштабный коэффициент,  $\psi_\sigma$  – коэффициент влияния асимметрии цикла.

Определение уровня допускаемых напряжений по коэффициенту  $n_\sigma$  базируется на классических подходах к проблемам прочности, в которых как материал, так и изготовленные детали считаются бездефектными, а их переход в нерабочее состояние (разрушение) не рассматривается и считается мгновенным. Эта концепция нашла отражение практически во всех нормативных отраслевых документах, в которых наиболее опасные дефекты

типа трещин не допускаются без каких-либо пояснений относительно их размеров.

Однако, конструкционные стали и сплавы, а также изготовленные элементы оборудования могут содержать различные дефекты. В зависимости от природы дефектов и повреждений их протяженность может составлять от  $10^{-3}$  мм (структурные дефекты материала) до нескольких десятков миллиметров (литейные или сварочные дефекты в крупногабаритных элементах оборудования). Поэтому для обеспечения высокой надежности оборудования необходимо учитывать влияние возможных дефектов и повреждений на их несущую способность.

Спринимаемым при проектировании значением  $[n_\sigma]$ , устанавливающим уровень допускаемых напряжений, определенным образом связаны важнейшие показатели качества оборудования – надежность и долговечность. Однако, традиционные расчеты на прочность по нормативным коэффициентам  $[n_\sigma]$  не позволяют адекватно учесть влияние дефектов и повреждений на несущую способность оборудования.

При обосновании допускаемых дефектов и эксплуатационных повреждений в настоящее время широко используются подходы линейной механики разрушения (ЛМР), в которых дефекты и повреждения представляются в виде эквивалентных трещин, а распределение напряжений и деформаций у вершины трещины определяется единственным параметром – коэффициентом интенсивности напряжений  $K_1$ . Выражение для  $K_1$  в ЛМР записывается в виде:

$$K_1 = \sigma \sqrt{\ell} Y, \quad (3)$$

где  $\ell$  – характерный размер трещины,  $\sigma$  – номинальные напряжения в плоскости трещины,  $Y$  – поправочная функция, учитывающая геометрию тела, относительные размеры трещины и вид нагружения.

Однако для трещин, протяженность которых сопоставима с зоной нелинейности (пластической областью) в вершине трещины, подходы ЛМР завышают характеристики сопротивления усталости и допускаемые нагрузки, что приводит к завышенным размерам безопасных трещин. Поэтому применительно к проблемам усталости подходы ЛМР корректны для трещин протяженностью больше 0,5–2,0 мм. В связи с этим подходы ЛМР в настоящее время используются главным образом при принятии «технического решения» о возможности

эксплуатации оборудования на основании оценки остаточного ресурса с учетом обнаруженных макротрещин.

В настоящей работе с позиций усовершенствованных подходов ЛМР [2], приемлемых для больших и малых трещин, рассмотрено обоснование работоспособности оборудования при циклическом нагружении на основании концепции безопасных трещин. Ключевым моментом при решении этой проблемы является представление усталостных свойств материалов, определяемых по результатам испытаний малогабаритных лабораторных образцов и являющихся базовыми при прочностных расчетах, с учетом исходных дефектов материалов. Эти дефекты представляются в виде условных начальных трещин  $\ell_0$ .

Включение параметра  $\ell_0$  в число базовых характеристик материала дает возможность проводить прочностные расчеты не только по коэффициенту запаса прочности по напряжениям  $n_\sigma$ , но и по коэффициенту запаса прочности по размерам трещин  $n_\ell$ . Это позволит учесть фактическое состояние материала и качество изготовленного оборудования при обосновании его ресурса. Кроме того, установление связи коэффициентов  $n_\sigma$  и  $n_\ell$  с прочностными свойствами материалов позволит подходить к выбору материала с учетом возможностей применяемых технологий и средств неразрушающего контроля.

В качестве силового параметра при нахождении величины  $\ell_0$  воспользуемся приведенным коэффициентом интенсивности напряжений  $K_1^*$ , определяемым на основании уточненной оценки протяженности пластической зоны в вершине трещины [3]. Выражение для  $K_1^*$  принимает для критерия текучести Мизеса вид:

$$K_1^* = \frac{K_1}{\sqrt{1 - (1 - \mu + \mu^2)(\sigma / \sigma_T)^2}}, \quad (4)$$

где  $\mu$  – коэффициент Пуассона,  $\sigma_T$  – предел текучести (при циклических нагрузках используется циклический предел текучести материала  $\sigma_{цт}$ ).

Применение параметра  $K_1^*$  снимает ограничения на протяженность трещин и для  $\ell = 0$  приводит к конечным значениям предельных напряжений [2,4]. Коэффициент  $K_1^*$  адекватно описывает кинетику малых трещин, а также трещин, развивающихся в поверхностном слое тела и из концентраторов напряжений [4]. Аномальное развитие малых трещин не связано с их размерами, а определяется повышенным уровнем относительного напряжения ( $\sigma / \sigma_T$ ), необходимым для развития таких трещин.

Выражение для оценки предела выносливости  $\sigma_{-1}$  с учетом трещин получим из соотношения (4), записав его применительно к условию нераспространения трещин при циклических нагрузках ( $K_1^* = K_{th}$ ,  $K_{th}$  – пороговый коэффициент интенсивности напряжений):

$$\sigma_{-1} = \sigma_{цт} \left[ Y^2 \ell \left( \frac{\sigma_{цт}}{K_m} \right)^2 + (1 - \mu + \mu^2) \right]^{-0,5}. \quad (5)$$

Для катаных конструкционных сталей различного уровня прочности на *рис. 1* приведены литературные данные о пределе выносливости лабораторных образцов

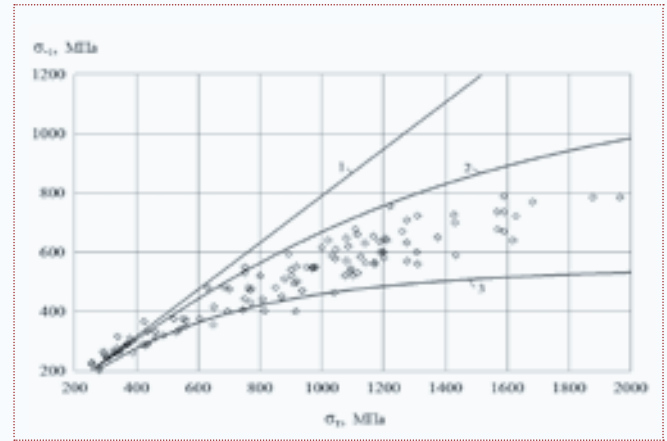


Рис. 1. Зависимость предела выносливости сталей от предела текучести (1, 2 и 3 – протяженность трещины 0; 0,005 и 0,025 мм соответственно)

диаметром 7-10 мм при их консольном изгибе с вращением (светлые точки). Расчетные зависимости между пределами выносливости и текучести, определяемые соотношением (5) для  $\ell = 0; 0,005$  и  $0,025$  мм, показаны на *рис. 1* сплошными линиями (принимали  $\sigma_{цт} = 0,7\sigma_T$ ,  $K_{th} = 5$  МПа·м<sup>1/2</sup>,  $\mu = 0,3$  и  $Y = \sqrt{\pi}$ ). Из графика видно, что для нулевых трещин ( $\ell_0 = 0$ ) предел выносливости имеет конечный уровень, в то время как известные подходы ЛМР приводят к бесконечному уровню предела выносливости. Основной массив экспериментальных данных, как видно из *рис. 1*, расположен между расчетными кривыми для  $\ell_0 = 0,005$  и  $0,030$  мм. Такие трещины сопоставимы с характерным структурным элементом конструкционных сталей.

Таким образом, предел выносливости лабораторных образцов определяется не только прочностными свойствами материала, как принято считать, но и параметрами механики разрушения ( $K_{th}$ ) и исходными дефектами материала, сопоставимыми с характерным структурным элементом материала и представляемыми в виде условных трещин  $\ell_0$ .

Применительно к элементам оборудования, размеры которых обычно существенно больше лабораторных образцов, необходимо учитывать снижение усталостных свойств конструкционных сталей с увеличением размеров образцов [5]. Основной причиной этого явления, получившего название масштабного эффекта (МЭ), считается исходная дефектность материалов [6]. В связи с этим для крупногабаритных деталей машин и элементов конструкций уровень  $\ell_0$  будет существенно выше, чем для лабораторных образцов.

Таким образом, приведенный коэффициент интенсивности напряжений  $K_1^*$  позволяет рассматривать параметр  $\ell_0$ , характеризующий уровень исходной дефектности изготавливаемого оборудования, в качестве одной из основных характеристик, определяющих его усталостные свойства, и проводить обоснование работоспособности оборудования по коэффициентам запаса прочности по напряжениям  $n_\sigma$  и протяженности трещин  $n_\ell$ . Между коэффициентами  $n_\sigma$  и  $n_\ell$  существует определенная связь, поскольку через  $n_\sigma$  определяется уровень номинальных напряжений, а через  $n_\ell$  – размеры допускаемых трещин для этого уровня напряжений.

Рассмотрим функциональную связь между коэффициентами запаса прочности по напряжениям  $n_\sigma$  и протяженности трещины  $n_\ell$ , а также установим связь коэффициента  $n_\ell$  с прочностными свойствами материала. Последнее является важным при выборе материала с позиций минимизации влияния дефектов на работоспособность оборудования. Для упрощения последующих выкладок, которые не искажают связи между коэффициентами  $n_\sigma$  и  $n_\ell$ , рассмотрим симметричный цикл нагружения ( $\sigma_m = 0$ ), а в качестве исследуемого объекта рассмотрим гладкую деталь ( $K_\sigma = 1$ ). С учетом сказанного соотношение (2) приводится к виду:

$$n_\sigma = \frac{\varepsilon \sigma_{-1}}{\sigma_a} \quad (6)$$

где  $\varepsilon \sigma_{-1} = (\sigma_{-1})_{ДЕТ}$  – предел выносливости детали. Влияние размеров детали на ее предел выносливости (МЭ) учитывается через коэффициент  $\varepsilon$ .

Выражение для коэффициента запаса прочности по протяженности трещины  $n_\ell$  представим аналогично соотношению (1) в следующем виде:

$$n_\ell = \frac{\ell_{lim}}{\ell}, \quad (7)$$

где  $\ell_{lim}$  – предельная (максимальная) протяженность трещины, не приводящей к разрушению конструкции при заданном уровне напряжения  $\sigma_a$ ;  $\ell$  – протяженность задаваемой или обнаруженной неразрушающими методами контроля трещины.

При прочностных расчетах с использованием коэффициента  $n_\ell$  возможны две основные ситуации. Первая – на основании дефектоскопического контроля, опыта проектирования, изготовления и эксплуатации оборудования имеются данные о протяженности дефектов типа трещин. В этом случае по известным значениям протяженности трещин  $\ell$  и принятому запасу прочности по напряжениям  $n_\sigma$  следует определить коэффициент запаса прочности по протяженности трещины  $n_\ell$ . Если уровень  $n_\ell$  окажется недостаточным ( $n_\ell < [n_\ell]$ ), проводится корректировка уровня  $n_\sigma$  (на этапе проектирования) или снижение действующих нагрузок (при эксплуатации). Вторая – на основании требований к надежности и долговечности оборудования задаются коэффициентами  $n_\sigma$  и  $n_\ell$ . В этом случае определяется протяженность допускаемых трещин и формируются требования к технологии изготовления деталей, обеспечивающей выполнение требований к уровню коэффициента запаса прочности по протяженности трещин  $n_\ell$ .

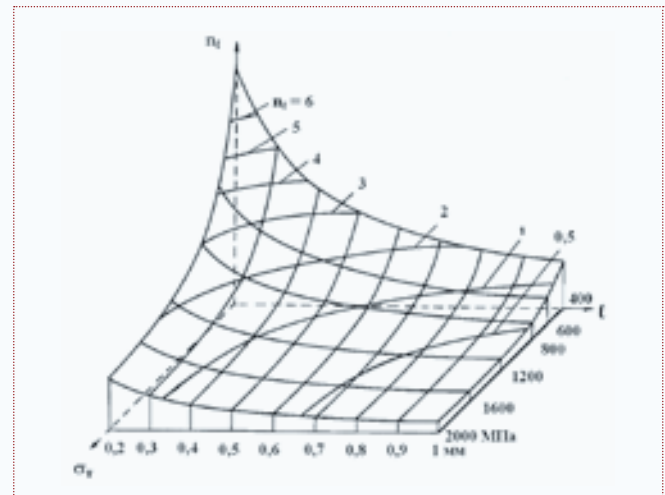
Величину  $\ell_{lim}$ , необходимую для обоснования работоспособности оборудования с учетом дефектов типа трещин в условиях циклического нагружения, определим следующим образом. Согласно **рис. 1** примем, что в гладких лабораторных образцах из конструкционных сталей имеются исходные трещины, средняя протяженность которых составляет 0,018 мм. Предел выносливости таких образцов  $\sigma_{-1}$  определяем по формуле (5), а предел выносливости детали  $(\sigma_{-1})_{ДЕТ}$  находим в соответствии с пояснениями к выражению (6). Предельную протяжен-

ность трещины  $\ell_{lim}$  для детали определяем из соотношения (5), записав его относительно  $\ell$ :

$$\ell_{lim} = \frac{1}{Y^2} \left( \frac{K_{th}}{\sigma_{цт}} \right)^2 \left[ \left( \frac{\sigma_{цт}}{\sigma_a} \right)^2 - (1 - \mu + \mu^2) \right]. \quad (8)$$

Из соотношения (8) следует, что  $\ell_{lim}$ , зависит от уровня циклических напряжений  $\sigma_a$  и следующих характеристик материала: порогового коэффициента интенсивности напряжений  $K_{th}$ , циклического предела текучести  $\sigma_{цт}$ . На основании выражений (5)-(8) можно заключить, что существует определенная связь коэффициентов запаса  $n_\sigma$  и  $n_\ell$  как с уровнем нагрузки  $\sigma_a$  и протяженностью дефектов (трещин)  $\ell$ , так и с характеристиками материала –  $\sigma_{цт}$  ( $\sigma_T$ ),  $\mu$  и  $K_{th}$ .

Диаграмма  $n_\ell = f(\ell, \sigma_T)$ , иллюстрирующая зависимость коэффициента запаса по длине трещины  $n_\ell$  от уровня прочности  $\sigma_T$  и протяженности трещины  $\ell$  для катаных конструкционных сталей, представлена на **рис. 2**. С целью установления функциональной связи  $n_\ell$  с  $\ell$  и  $\sigma_T$  прини-



**Рис. 2.** Диаграмма, иллюстрирующая зависимость коэффициента  $n_\ell$  от протяженности трещины и уровня прочности материала

мали  $Y = \sqrt{\pi}$ ,  $K_{th} = 5 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$ ,  $\sigma_{цт} = 0,7 \sigma_T$  и  $\mu = 0,3$ , а коэффициент  $\varepsilon$  для крупногабаритных деталей с учетом литературных данных о МЭ принимали  $\varepsilon = 0,5$  [5]. Диаграмма построена для  $n_\sigma = 2$  и трещин протяженностью меньше 1 мм. На поверхности диаграммы показаны линии равных значений коэффициента  $n_\ell$ . Из **рис. 2** видно, что коэффициент  $n_\ell$  уменьшается не только с увеличением протяженности трещин, что очевидно, но и с повышением уровня прочности материала. Последнее обстоятельство связано с увеличением предела выносливости (**рис. 1**) и принятым постоянным уровнем  $K_{th}$  при повышении прочности материалов. Фактически для сталей наблюдается снижение  $K_{th}$  с ростом уровня их прочности [5,7], что приведет к более интенсивному снижению коэффициента  $n_\ell$  при увеличении  $\sigma_T$ , чем это вытекает из диаграммы.

Из **рис. 2** следует, что расчеты на прочность по коэффициенту  $n_\ell$  не всегда оказываются достаточными для обеспечения безопасной эксплуатации оборудования. Линия  $n_\ell = 1$  делит диаграмму на две части. Верхняя часть диаграммы ( $n_\ell > 1$ ) соответствует области (значениям  $\ell$

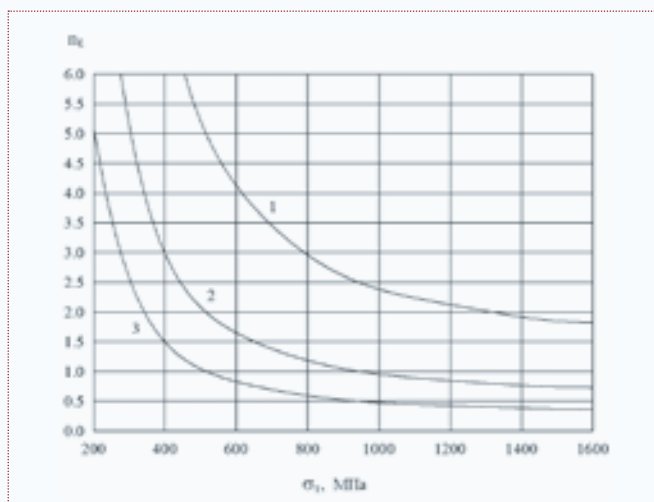
и  $\sigma_T$ ) безопасной эксплуатации. К этой части диаграммы относятся низкопрочные стали ( $\sigma_T < 400$  МПа). Дефекты протяженностью  $\ell < 1$  мм в этом случае не приведут к усталостному разрушению крупногабаритных деталей, поскольку коэффициент запаса по протяженности трещины заметно выше единицы. Нижняя часть диаграммы ( $n_\ell < 1$ ) определяет условия (значения  $\ell$  и  $\sigma_T$ ), при которых, несмотря на принятый запас прочности по напряжениям (в рассматриваемом примере  $n_\sigma = 2$ ), может произойти усталостное разрушение. Этой части диаграммы соответствуют стали средней и высокой прочности. В зависимости от уровня прочности материала опасными, как видно из **рис. 2**, могут оказаться трещины протяженностью больше 0,4 мм.

Положение линии  $n_\ell = 1$  на диаграмме определяется выбранными значениями  $n_\sigma$  и  $\epsilon$ . Увеличение  $n_\sigma$  и (или) снижение  $\epsilon$  (усиление МЭ) приведет к снижению допускаемых напряжений и, следовательно, к смещению вниз линии  $n_\ell = 1$  и увеличению протяженности допускаемых дефектов типа трещин.

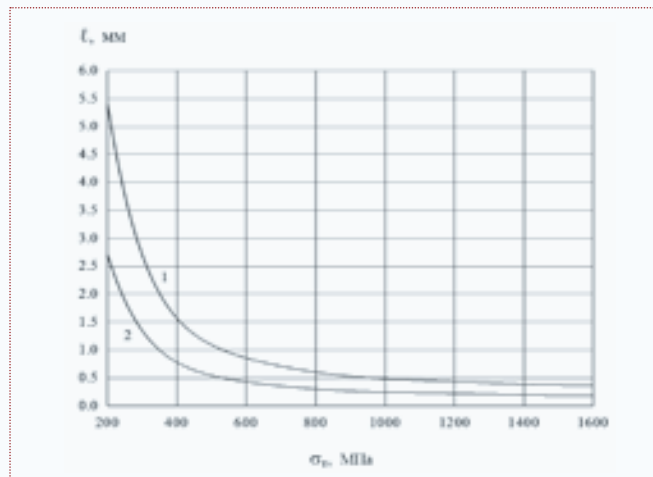
Различные сечения диаграммы  $n_\ell = f(\ell, \sigma_T)$  дают возможность более детально проанализировать влияние отдельных факторов на условия безопасной эксплуатации деталей машин и конструкций с учетом дефектов типа трещин.

На **рис. 3** показан характер изменения  $n_\ell$  для трещин протяженностью 1, 0,5 и 0,2 мм при увеличении уровня прочности сталей. Участки кривых, лежащих выше горизонтали  $n_\ell = 2$ , соответствуют условию  $n_\ell > n_\sigma$ . При наличии трещин протяженностью 1, 0,5 и 0,2 мм этому условию удовлетворяют детали, изготовленные из сталей с пределом текучести ниже 330, 500 и 1300 МПа соответственно. Участки кривых, расположенных ниже линии  $n_\ell = 1$ , отвечают условиям, при которых принятый запас прочности по напряжениям  $n_\sigma = 2$  не обеспечивает безопасную работу оборудования. Согласно **рис. 3**, трещины протяженностью 1 и 0,5 мм являются опасными для крупногабаритных деталей, изготовленных из сталей с пределом текучести выше 500 и 950 МПа соответственно.

На **рис. 4** представлены зависимости протяженности допускаемых трещин, соответствующие коэффициен-



**Рис. 3.** Зависимость коэффициента  $n_\ell$  от уровня прочности сталей (1, 2 и 3 -  $\ell = 0,2; 0,5$  и 1 мм соответственно)



**Рис. 4.** Протяженность трещин, отвечающих заданному коэффициенту  $n_\ell$ , для сталей разного уровня прочности (1 и 2 -  $n_\ell = 1$  и 2 соответственно)

там  $n_\ell = 1$  и 2, от уровня прочности сталей. Из графика видно, что протяженность допускаемых трещин снижается с ростом уровня прочности сталей. Причем, более интенсивно уменьшение протяженности допускаемых трещин происходит для сталей с пределом текучести до 400-600 МПа. Так, для сталей с  $\sigma_T = 300$  МПа протяженность трещин, отвечающих условию  $n_\ell = 1$  или 2, составляет 2,75 или 1,25 мм соответственно, для сталей с  $\sigma_T = 600$  МПа - 0,8 или 0,4 мм и для сталей с  $\sigma_T = 1000$  МПа - 0,5 или 0,25 мм.

Выше (**рис. 2-4**) приведены расчетные результаты зависимости коэффициента запаса прочности по длине трещины  $n_\ell$  от уровня прочности материала ( $\sigma_T$ ) и от протяженности трещины  $\ell$  при фиксированном значении коэффициента запаса прочности по напряжениям  $n_\sigma = 2$ . Для различных конструкций выбираемый уровень  $n_\sigma$  может быть различным. Характер зависимости между коэффициентами  $n_\ell$  от  $n_\sigma$  для сталей низкой ( $\sigma_T = 400$  МПа) и высокой ( $\sigma_T = 1600$  МПа) прочности при наличии трещин протяженностью 1, 0,5 и 0,2 мм показан на **рис. 5**. Из него следует, что чем выше прочность материала и ниже уровень коэффициента  $n_\sigma$ , тем более короткие трещины становятся опасными. Например, для сталей с  $\sigma_T = 1600$  МПа трещины протяженностью 1 и 0,5 мм становятся опасными, если коэффициент  $n_\sigma$  окажется ниже 3,4 и 2,4 соответственно. Для сталей с  $\sigma_T = 400$  МПа эти же трещины становятся опасными, если коэффициент  $n_\sigma$  будет ниже 1,7 и 1,2.

Результаты, представленные выше, получены при фиксированных значениях порогового коэффициента интенсивности напряжений ( $K_{th} = 5$  МПа·м<sup>1/2</sup>) и масштабного эффекта ( $\epsilon = 0,5$ ), а также для расчетного уровня предела выносливости лабораторных образцов  $\sigma_{-1}$ , определяемого соотношением (5) при  $\ell = 0,018$  мм. Поэтому при практическом использовании концепции безопасных трещин следует использовать экспериментальные значения  $K_{th}$  и  $\sigma_{-1}$  для выбираемых сталей и находить уровень  $\epsilon$  (масштабный эффект) с учетом размеров конкретных элементов оборудования. Например, для лопастей рабочих колес гидротурбин, изготовленных из литой стали 06X12H3ДЛ, при запасе прочности по напряжениям  $n_\sigma = 2-4$  протяженность безопасных трещин ( $n_\ell = 1$ ) составляет от 8 до 35 мм [9].

Приведенные выше расчетные данные (рис. 1-5) относятся к трещинам, для которых поправочная функция  $Y$  при определении коэффициента интенсивности напряжений  $K_I$  принималась в виде  $Y = \sqrt{\pi}$ . Однако, очагами усталостного разрушения могут быть поверхностные дефекты, представляемые при прочностных расчетах в виде поверхностных полуэллиптических трещин глубиной  $a$  (малая полуось) и протяженностью  $2c$  (большая ось). При этом соотношение полуосей  $a/c$  расчетных трещин, моделирующих реальные дефекты, может быть

различным в зависимости от формы этих дефектов. Расчет  $K_I$  для таких трещин можно проводить в соответствии с рекомендациями [8], с учетом которых размеры поверхностных полуэллиптических трещин связаны с принятой выше расчетной трещиной  $\ell$  следующим образом: при  $a/c = 1$ ,  $a = 2,26\ell$  и  $2c = 4,52\ell$ ; при  $a/c = 0,5$ ,  $a = 1,24\ell$  и  $2c = 4,96\ell$ ; при  $a/c = 0,25$ ,  $a = 0,97\ell$  и  $2c = 7,76\ell$ .

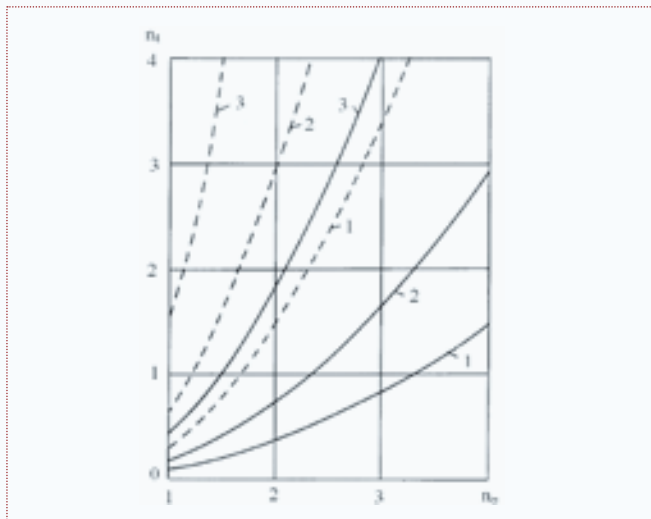


Рис. 5. Связь между коэффициентами  $n_\sigma$  и  $n_\ell$  (1, 2 и 3 -  $\ell = 1, 0,5$  и  $0,2$  мм соответственно; сплошные и штриховые линии -  $\sigma_t = 1600$  и  $400$  МПа соответственно)

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. М. Машиностроение. 1985. 224 с.
2. Доможиров Л.И. Определение характеристик сопротивления многоцикловой усталости материалов с позиций уточненных подходов линейной механики разрушения. Автореф. дис. докт. техн. наук. М., 1998. – 39 с.
3. Махутов Н.А. Доможиров Л.И. Двухпараметрический критерий разрушения в связи с уточненными размерами пластической зоны // Заводская лаборатория. 1989. № 1. С. 54-59.
4. Доможиров Л.И., Махутов Н.А. Иерархия трещин в механике циклического разрушения // Механика твердого тела. 1999. № 5. С. 17-26.
5. Троценко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов (Справочник). Киев. Наукова думка. 1987. Часть 1 и 2. 503 с.
6. Сосновский Л.А. Статистическая механика разрушения. Минск. Наука и техника. 1987. – 287 с.
7. Горицкий В.М., Терентьев В.Ф. Структура и усталостное разрушение металлов. М. Металлургия. 1980. 207 с.
8. Методические рекомендации МР 125 – 02 – 95. Правила составления расчетных схем и определение параметров нагруженности элементов конструкций с выявленными дефектами. М.: ЦНИИТМАШ, 1996. 52 с.
9. Доможиров Л.И. К обоснованию усталостного ресурса гидротурбинного оборудования с учетом дефектов и повреждений типа трещин // Гидротехническое строительство. 2006. № 7. С. 38-45.