



СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРАВИЛ РАСЧЕТА НА УСТАЛОСТЬ СВАРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

С. Дж. МЭДДОКС (Британский ин-т сварки, г. Абингтон, Кембридж, Великобритания)

Действующие правила расчета усталости были пересмотрены в свете последних исследований и изменения потребностей промышленности. Полученные данные свидетельствуют о том, что в правила необходимо внести много изменений и расширить их рамки. Рассмотренные вопросы включают классификацию стыковых и крестообразных соединений, учитывают швы, выполненные недуговой сваркой, масштабный эффект, метод определения напряжения в горячей точке, а также методы расчета сложного комбинированного нагружения и кумулятивного повреждения.

Ключевые слова: расчет на усталость, кривая усталости $S-N$, сварные швы, электронный пучок, лазер, трение, эффект толщины, коррозионная усталость, напряжение в горячей точке, метод конечных элементов, напряжение сдвига, кумулятивное повреждение, сталь, нержавеющая сталь, алюминий

Правила расчета на усталость сварных конструкций [1, 2], используемые во всем мире, в достаточной мере согласованы. Они включают ряд кривых усталости $S-N$ (напряжение — долговечность), полученных в результате испытаний на выносливость реальных сварных элементов и выраженных в номинальных напряжениях S независимо от используемого значения коэффициента асимметрии цикла напряжений R . Эти кривые используются вместе с правилом Майнера для прогнозирования усталостной долговечности конструкций, подверженных случайным нагрузкам при эксплуатации. Продолжающиеся исследования и изменения приоритетов промышленности привели к улучшенному пониманию факторов, влияющих на усталостную долговечность сварных соединений.

В данном обзоре расчетные кривые усталости МИС [3] выбраны в качестве основных для сравнения с новыми результатами испытаний на выносливость, поскольку представлены в легкораспознаваемом формате и согласуются со многими другими расчетными кривыми $S-N$. Они имеют употребительную форму $S^m N = A$, где S — используемый размах напряжений; N — усталостная долговечность в циклах; A — постоянная; m — показатель наклона (обычно $m = 3$ или 5). Каждая из расчетных кривых усталости называется FAT x , где x — значение S (МПа) для базовой долговечности $N = 2 \cdot 10^6$ циклов. Далее для простоты предполагается, что все кривые усталости, подобранные по представленным данным, имеют тот же показатель наклона, что и соответствующие расчетные кривые.

Некоторые виды сварных швов, рассматриваемые в статье, могут содержать после сварки остаточные сжимающие напряжения (как и в конструкционных элементах). Между тем, большинство расчетных кривых усталости относится к более типичному состоянию сварных конструкций, ко-

торое характеризуется высокими растягивающими остаточными напряжениями, создающими условия эффективно высоких средних напряжений при циклической нагрузке. Однако поскольку остаточные растягивающие напряжения, возникающие при производстве или сборке, а также внешние нагрузки могут создавать условия появления высоких средних растягивающих напряжений, то, безусловно, есть смысл основывать расчет на результатах испытаний на усталость, полученных в условиях таких суммарных напряжений.

Классификация элементов. Поперечные стыковые швы, выполненные с обеих сторон. Недостаток базы данных, использованной при создании действующих расчетных кривых усталости для поперечных стыковых швов, заключался в том, что во внимание не принималась любая возможная несоосность в образцах для испытаний. Последующие исследования показали, что очень важно учитывать это отклонение, которое является, вероятно, основным источником широкого разброса в базе данных. Сейчас имеется широкая база данных для соединений с поперечным стыковым швом, оснащенных тензодатчиками для измерения любых прогибов вследствие несоосности [3], которая предлагает FAT 100. Она охватывает широкий диапазон геометрических размеров: от соосных соединений до соединений со смещением относительно оси почти на одну толщину пластины. Поэтому такая классификация может применяться к любым режимам или процессам дуговой сварки независимо от профиля шва. Это противоречит действующим правилам, которые, например, понижают в категории швы, выполненные сваркой под флюсом, или привязывают проектную классификацию к определенным профилям шва, что оказывается непрактичным для многих отраслей промышленности. Условие использования FAT 100 предполагает принятие допуска на любую несоосность (например, максимум, допускаемый производственным стандартом) при расчетах напряжения, испытываемого сварным соединением. При таком подходе изготовитель, применяя хорошую производственную практику для минимизации несоосности, может получить преимущества промышленного применения в смысле более высоких допустимых напряжений.

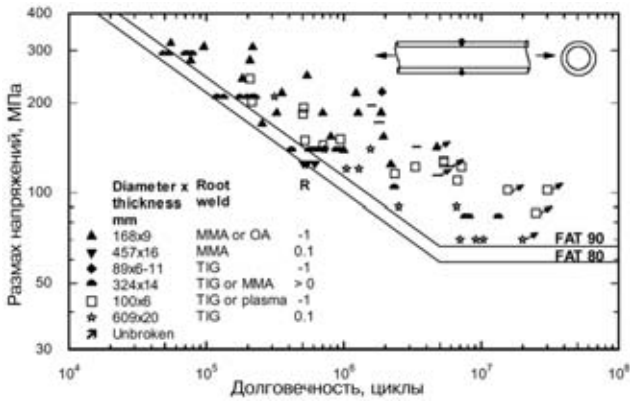


Рис. 1. Результаты испытаний на выносливость стальных труб с кольцевыми швами [4]

Поперечные стыковые швы, выполненные с одной стороны. Все больше фактов подтверждает, что у соединений со стыковым швом с полным проплавлением, выполненным с одной стороны, можно повысить категорию классификации из текущего низкого разряда (иногда FAT 45), который применяют в большинстве правил для угловых швов. Низкая классификация не отражает возможность выполнения и контроля швов с полным проплавлением с удовлетворительным профилем корневой выпуклости. Существующая информация о кольцевых швах труб с разрушением в корне, представленная в [4], предлагает FAT 80 (рис. 1). По-прежнему эта расчетная кривая могла бы применяться для совершенно соосных соединений. Широкий разброс отражает изменения размеров труб, типа швов, качества соединений, остаточных напряжений и режимов нагрузки. В этом отношении особенность кольцевых швов заключается в том, что в зависимости от размеров трубы и режимов сварки остаточные напряжения в корне шва могут быть сжимающими. Однако правила расчета усталости не должны включать никакого полезного эффекта, вызванного остаточными напряжениями сжатия, поэтому контрольные данные, полученные при высоком среднем напряжении циклического нагружения, наиболее полезны. Нет причины предполагать, что FAT 80 не может быть присвоена для односторонних стыковых швов с

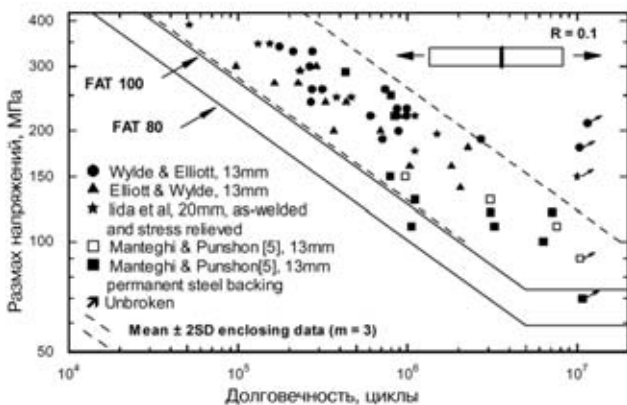


Рис. 2. Результаты испытаний на выносливость поперечных стыковых швов, выполненных электронно-лучевой сваркой с полным проплавлением стальной пластины [1]

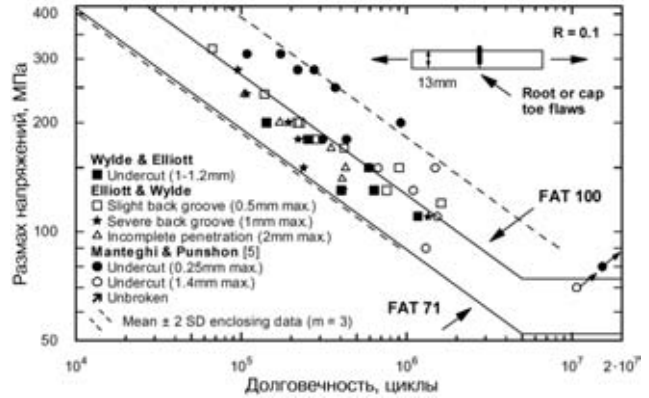


Рис. 3. Влияние поверхностных дефектов на сопротивление усталости швов, выполненных электронно-лучевой сваркой [1]

полным проплавлением на пластинах или других профилях.

Поперечные стыковые швы, выполненные недуговой сваркой. Результаты испытаний на выносливость, полученные с помощью образцов, выполненных дуговым способом, составляют базу текущих расчетных кривых усталости S-N. Соответствующие правила для швов, выполненных недуговой сваркой, давно устарели. Лучевая сварка (электронно-лучевая или лазерная), в частности, обеспечивает большие возможности для повышения производительности, способствуя быстрой сварке толстых сечений с одной стороны за один проход. Обобщение данных [1, 5] представлено на рис. 2. Они обеспечивают хорошую поддержку FAT 100, которой отвечают лучшие двухсторонние стыковые швы, выполненные дуговой сваркой. Полное проплавление должно завершаться легкоузнаваемой лицевой и корневой выпуклостями шва. Их профили менее критичны, и следующие пределы значений (угол сопряжения лицевой поверхности шва с основным металлом 10...50°; радиус сопряжения лицевой поверхности шва с основным металлом 0,4...4 мм; высота выпуклости шва 1...2,5 мм; ширина шва 5...25 мм) полностью совместимы с данными на рис. 2. Однако важным ограничением является то, что все данные получены при R = 0,1 на относительно небольших образцах, которые могли не содержать остаточных напряжений.

Для проектирования реальных конструкций целесообразно принять более низкую FAT 90. При быстром выполнении таких «одиночных» швов, безусловно, существует риск, заключающийся в трудности обеспечения полного проплавления, при этом потенциальными дефектами являются непровары и подрез. Данные на рис. 3 показывают, что дефекты глубиной до 1,4 мм могут снизить классификацию до FAT 71 [1, 5]. Однако FAT 80 удовлетворяет всем результатам для дефектов менее 1 мм глубиной. Конечно, швы с частичным проплавлением нельзя использовать преднамеренно, но такие данные помогают установить приемлемые уровни дефектов.

Меньше информации по швам, выполненным лазерной сваркой, но поперечные стыковые швы ведут себя подобно швам, выполненным электронно-лучевой сваркой (рис. 4). Данные по

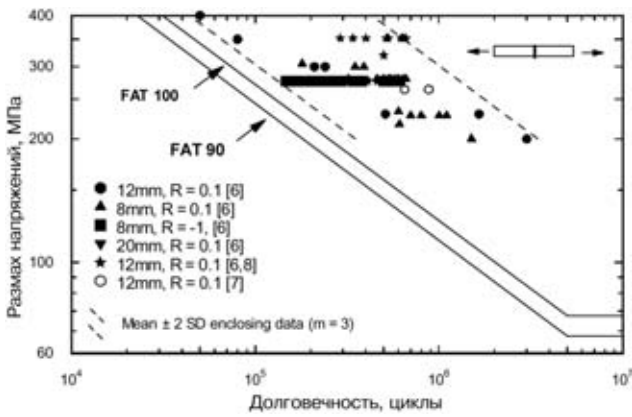


Рис. 4. Результаты испытаний на выносливость поперечных стыковых швов стальной пластины, выполненных лазерной сваркой с полным проплавлением [6–8]

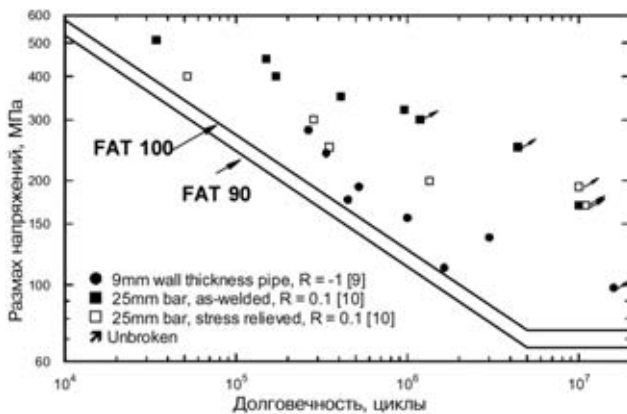


Рис. 5. Результаты испытаний на выносливость швов стальных труб и стержней круглого сечения, выполненных сваркой трением [9, 10]

соединениям с угловыми швами, выполненными лазерной сваркой [2], также согласуются с расчетными кривыми для швов, выполненных дуговой сваркой. Сварка трением также может использоваться для выполнения стыковых соединений (особенно стержней или труб). Данные на рис. 5 также поддерживают FAT 100. Однако при такой ограниченной базе данных более корректным на данном этапе кажется использование FAT 80.

Использование сварки трением с перемешиванием позволяет получать исключительно высокий уровень усталостной прочности стыковых соединений (рис. 6), приближающийся к усталостной прочности основного материала, не подвергавшегося сварке, а также выполнять нахлесточные соединения. Внимание исследователей главным образом сосредоточено на алюминиевых сплавах, но в настоящее время процесс разрабатывается и для сталей. Возможно, пока еще преждевременно предлагать данные расчета на усталость швов, выполненных сваркой трением с перемешиванием, но можно предположить, что они будут похожи.

Поперечные угловые швы, несущие нагрузку. Анализ данных по крестообразным соединениям, которые разрушаются по шву, выполненный в рамках пересмотра британских правил расчета на усталость, показал, что некоторые текущие расчетные кривые усталости (например, FAT 45 по данным МИС) были слишком высокими [2, 12]. Вместо

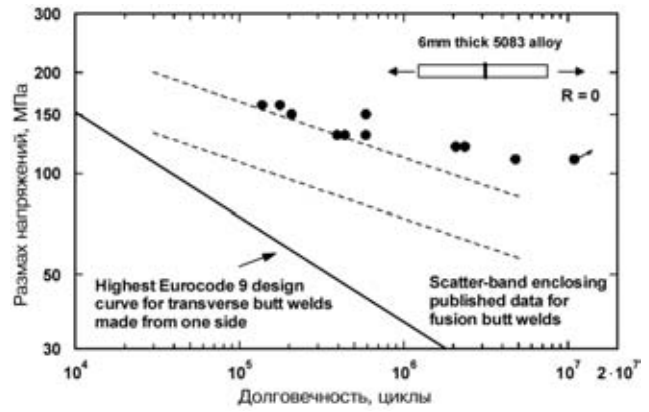


Рис. 6. Результаты испытаний на выносливость швов пластин толщиной 6 мм из алюминиевого сплава 5083, выполненных сваркой трением с перемешиванием [11]

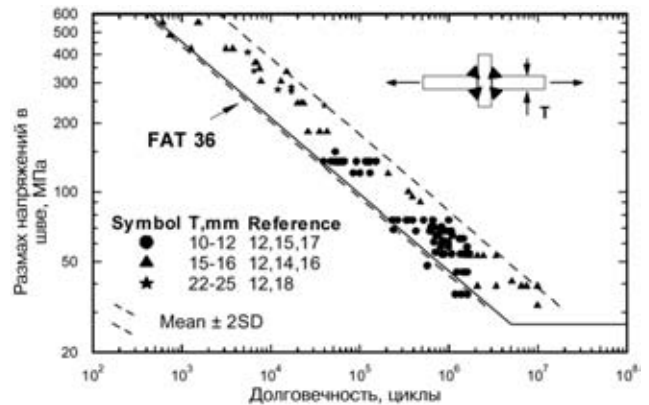


Рис. 7. Результаты испытаний на выносливость сварных крестообразных соединений с разрушающимися угловыми швами при высоких растягивающих средних или максимальных напряжениях

этого FAT 36 (используемая в Eurocode 3 [13]) лучше согласовывается с экспериментальными данными. Однако более тщательное исследование показало, что если не учитывать многие низкие результаты, полученные от швов, содержащих дефекты, то можно сохранить FAT 45. К тому же, анализ был ограничен результатами, полученными при значениях коэффициента асимметрии циклических напряжений R , близких нулю. Важным открытием, последовавшим за анализом, было то, что крестообразные соединения, весьма вероятно, содержат сжимающие остаточные напряжения в шве [14], которые способствуют повышению усталостной долговечности при $R \approx 0$. Безусловно, крестообразные соединения в реальных конструкциях также могут содержать сжимающие остаточные напряжения, однако, как замечено ранее, это не следует принимать в расчет (последний должен основываться на данных, полученных при высоком растягивающем среднем напряжении). Данные, полученные в [12, 14–18] (рис. 7), также свидетельствуют, что FAT 36 будет наиболее приемлемой классификацией.

Расчетные данные. Наиболее исчерпывающее руководство по расчету на усталость сварных конструкций составлено для сталей, хотя существуют также правила для алюминиевых сплавов [19]. Другие свариваемые материалы (например, нержа-

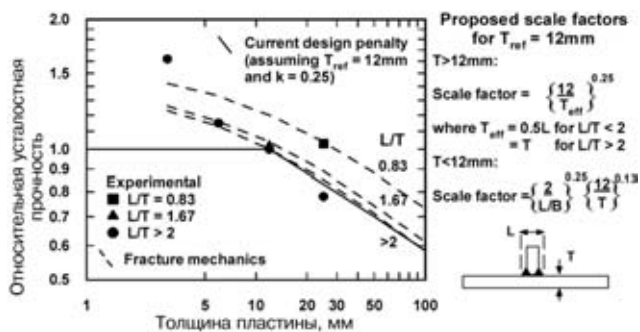


Рис. 8. Данные исследования сварного соединения алюминиевого сплава, обеспечивающие добавочный коэффициент эффекта толщины для тонких сечений [22]

вующая сталь) остаются без внимания. Появляются доказательства того, что расчетные данные для сварных соединений типичных углеродисто-марганцевых сталей могут применяться непосредственно и к сварным соединениям нержавеющей сталей [20]. Влияние окружающей среды, принципиально отличное поведение при коррозионной усталости сварных соединений углеродистых и нержавеющей сталей необходимо рассмотреть отдельно.

Коррозионная усталость. Имеется большое количество данных об испытаниях на усталость в морской воде. Однако большинство из них соответствует условиям Северного моря, где температура морской воды 6... 10 °С, а частота волновой нагрузки 0,17... 1 Гц. Опубликованы поправочные коэффициенты к основным кривым усталости $S-N$, применяемые в законе Великобритании об охране труда [21]. Влияние свободной коррозии заключается в уменьшении усталостной долговечности в 3 раза и ведет к неограниченному снижению предела усталости с увеличением базы испытаний. Катодная защита может подавлять коррозию, но может оказывать и негативное влияние на усталостную характеристику вследствие водородного охрупчивания. Следовательно, в данном расчете имеет место снижение долговечности в 2,5 раза при относительно высоком приложенном напряжении, а также влияние атмосферы, которое проявляется только при уровнях напряжений, близких к пределу усталости или ниже его.

Масштабный эффект. Сегодня допускают существование геометрического масштабного эффекта, при котором усталостная характеристика стремится к уменьшению с увеличением размеров сварного соединения. Поскольку расчетные кривые усталости $S-N$ основаны на данных испытаний относительно небольших образцов, при проектировании реальных конструкций их, возможно, необходимо уменьшить. Внимание главным образом уделяется эффекту толщины основного металла в сварных соединениях, разрушающихся по границам с лицевой поверхности шва. Полученный эффект толщины является особенностью многих правил расчета усталости и имеет форму $(T_{ref}/T)^k$, где T — фактическая толщина основного металла (обычно 13... 25 мм); T_{ref} — контрольная толщина основного металла, к которому непосредственно применимы расчетные кривые усталости $S-N$; $k \approx 0,25$. Однако признается более общий масш-

табный эффект, при котором k зависит от уровня концентрации напряжений в сварном соединении, а сам масштабный эффект возникает не просто за счет толщины основного металла. В результате некоторые правила расчета включают следующее: k , изменяющееся от 0,1 при низких уровнях концентрации напряжений до 0,3 при высокой концентрации напряжений. Использование эффективной толщины T_{eff} зависит от фактической толщины основного металла и пропорций сварного соединения (рис. 8).

Еще одним моментом, который не учтен во всех правилах расчета усталости, является потенциальное преимущество меньших размеров по сравнению с теми, которые связаны с базой данных расчетных кривых усталости $S-N$. Экспериментальные данные по-прежнему очень ограничены, но те, которые показаны на рис. 8 для алюминия [22], подтверждают общую тенденцию, прогнозируемую с помощью расчетов механики разрушения, и являются типичными. Масштабный коэффициент, учитывающий эффект толщины для $T < 12$ мм, дает расчетное повышение долговечности.

Другой масштабный эффект относится к соединениям с несущими поперечными швами, которые потенциально разрушаются от усталости. В таких случаях усталостная прочность, кроме того, зависит от толщины шва и глубины проплавления. В соединениях, сваренных угловыми швами с нулевым проплавлением, непроплавление равно толщине основного металла. Таким образом, возможно, потребуется корректировка толщины листа. Однако такие корректировки не были до сих пор включены в правила расчета усталости, расчетные кривые зависят только от уровня напряжений по толщине шва. Проведены исследования влияния толщины шва в крестообразных соединениях [12, 23, 24], которые основывались преимущественно на расчетах роста усталостной трещины, иногда подтверждаемых ссылкой на ограниченные результаты испытаний. В результате сделан общий вывод [23, 24] о том, что усталостная прочность уменьшается с увеличением толщины основного металла в соответствии с коэффициентом $(T_{ref}/T)^{0,15}$. Данные рис. 7 не показывают систематического влияния толщины основного металла порядка 9... 25 мм, следовательно, FAT 36 применима для всего этого диапазона и корректировка необходима только для более толстых пластин. Таким образом, значения напряжений, полученные из расчетной кривой FAT 36, можно уменьшить, если использовать коэффициент $(25/T)^{0,15}$ при $T > 25$ мм.

Метод определения напряжения в горячей точке. Недостаток действующих правил расчета усталости заключается в том, что они отстают от вычислительных разработок, особенно от использования анализа методом конечных элементов. Основной метод расчета, реализованный в действующих правилах расчета на усталость, фактически разработан более 30 лет назад, когда компьютеры были нововведением, а расчет конструкции в основном основывался на использовании стандартных формул и опыта. Таким обра-

зом, то, что правила расчета на усталость основываются на использовании номинальных напряжений, вполне обоснованно. Сегодня расчеты, основанные на применении вычислительной техники и метода конечных элементов, осуществляются по стандартным программам и с увеличением вычислительной мощности их возможности возрастают. Использование метода определения напряжения в горячей точке для расчета элементов сварного соединения с точки зрения потенциального разрушения по границе лицевой поверхности шва может устранить недостатки ранее применявшихся расчетов. Хотя этот метод применялся более 25 лет для трубчатых конструкций, имеется только экспериментальное руководство по его применению к сварным конструкциям из листов [25]. Есть две ключевые задачи: определение напряжения в горячей точке и его получение из анализа напряжений; выбор расчетных кривых усталости $S-N$ для напряжений в горячей точке. В отношении первой были усовершенствованы ранее разработанные МИС методы определения напряжений в горячей точке, основанные на экстраполяции поверхностных напряжений в основном металле вблизи границы шва, с использованием измеренных или расчетных напряжений [26]. Однако в контексте напряжений отличительное улучшение дает метод конечных элементов для расчетного определения распределения напряжений по толщине от лицевой поверхности вблизи границы шва [27]. В отношении второй задачи для экспериментальных напряжений в горячей точке были предложены расчетные кривые усталости $S-N$, основанные на имеющихся данных (рис. 9). Однако ограничение заключается в том, что информация об анализе напряжений позволила МИС использовать только метод экстраполяции для определения напряжения в горячей точке. Однако распределения напряжений в горячих точках, полученные методом конечных элементов при проектировании не используют. Пока следует использовать FAT 90 или FAT 100 вместе со значениями напряжений в горячей точке, отвечающими определению МИС. Гораздо более ограниченная база данных для алюминия предлагает использование FAT 40 в качестве подходящей кривой усталости $S-N$ для напряжений в горячей точке [28], но идеально для надежной рекомендации необходимо больше данных.

Комплексное нагружение. Одним из аспектов правил расчета на усталость, который был недавно выявлен как недостаток, является метод оценки элементов сварного соединения, подверженных комплексной, комбинированной или многоосной нагрузке [29]. Наибольшую важность имеют ситуации, в которых направления главного напряжения изменяются на протяжении всего периода нагружения (т. е. непропорциональное нагружение). Наиболее распространенный подход заключается в применении расчетов по максимальным размахам главного или эквивалентного напряжения с использованием кривых усталости $S-N$ для условий однонаправленного напряжения. Экспериментальные данные подтверждают такой

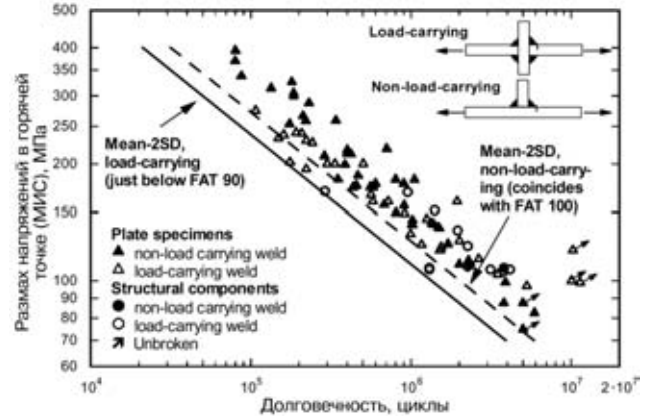


Рис. 9. Результаты испытаний на выносливость сварных образцов и элементов из стали, выраженные в значениях размаха напряжения в горячей точке, определенных методом линейной экстраполяции МИС [28]

подход для пропорционального нагружения, но демонстрируют гораздо меньшую усталостную долговечность, чем ожидается при непропорциональном нагружении [29]. По сути, альтернативный метод дает правила МИС и Eurocode 3, которые предусматривают различные кривые усталости $S-N$ для оценки нормального напряжения и напряжения сдвига с показателями наклона 3 или 5 соответственно [3, 13]. Срок усталостной долговечности будет определяться из следующего выражения:

$$\left(\sum \frac{n}{N}\right)_{\text{норм. нагр.}} + \left(\sum \frac{n}{N}\right)_{\text{напр. сд.}} \leq 1 \text{ (в Eurocode 3)} \quad (1)$$

или $\leq 0,5$ (в правилах МИС),

где n — количество приложенных циклов нагружения; N — предельная долговечность, полученная из соответствующей расчетной кривой усталости при данном напряжении.

Пониженное суммарное значение по МИС отражает предварительные показания того, что непропорциональное нагружение производит больший разрушающий эффект, чем пропорциональное. Однако, как видно из рис. 10, даже этот подход

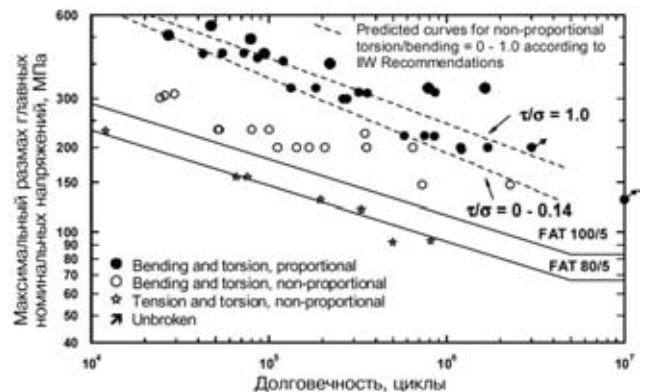


Рис. 10. Оценка результатов испытаний на выносливость угловых швов на стальных трубах с фланцем, разрушающихся по границе с лицевой поверхностью шва, при комбинации изгиба или растяжения и кручения [30]

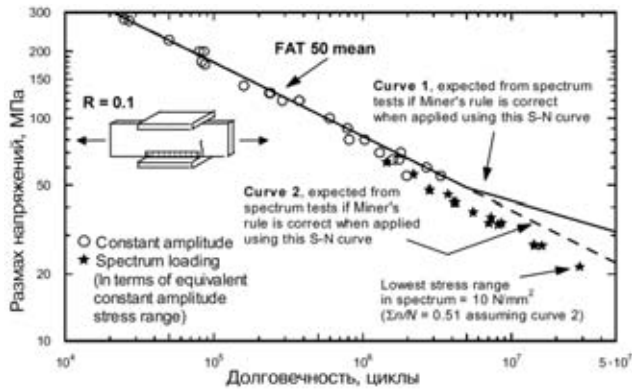


Рис. 11. Результаты испытаний на выносливость, иллюстрирующие разрушающий эффект от напряжений, меньших предела усталости, а также неточность правила Майнера [33]

может быть ненадежным применительно к фактическим данным [30].

Данная проблема послужила причиной ряда научных исследований и привела к альтернативным методам корреляции результатов испытания на усталость сварных соединений, полученных в состоянии простого одноосного и сложного комбинированного многоосного нагружения. Однако они по-прежнему считаются слишком сложными для общего применения в расчетах, поэтому предприняты попытки найти альтернативный промежуточный подход на основании анализа имеющихся результатов испытаний на выносливость [30]. Обнаружено, что состояние непропорциональной нагрузки является проблемой только тогда, когда распределение приложенного напряжения сдвига могло вызвать усталостное разрушение, обусловленное III видом деформированного состояния (согласно терминологии механики разрушения), как и в случае с кручением, приложенным к соединениям труб с пластинами. Иначе, как в случае с балками, подвергнутыми комбинации изгиба и кручения, нормальное распределение напряжений, похоже, доминирует, и размах главного напряжения достаточен для корреляции комбинированных данных напряжения с данными, полученными при однонаправленном нагружении, даже при непропорциональном нагружении [30]. Однако если компонента приложенного напряжения сдвига вызывает III вид деформированного состояния, это напряжение доминирует и полученная усталостная характеристика больше соответствует полученной только при нагружении сдвига, в результате чего кривая усталости $S-N$ получается более низкой, чем в условиях нормального напряжения. Значения данных ниже, чем данных, полученных только при напряжении сдвига, чему соответствует FAT 100/5 (т. е. FAT 100 при $m = 5$), и, следовательно, последним предложенным промежуточным вариантом расчетной кривой усталости является FAT 80/5 (рис. 10). Практической проблемой при выборе соответствующей расчетной кривой является необходимость оценки вероятности появления III вида деформированного состояния. Очевидно, что оно может быть вызвано приложенным кручением, и пока предложено, чтобы FAT 80/5 ограничивалась для случаев комбинации кручения

и осевых или изгибающих нагрузок. В противном случае может применяться FAT 80/3.

Кумулятивное повреждение. Важным вопросом является достоверность текущего метода оценки кумулятивного усталостного повреждения при нагрузке с переменной амплитудой. Все основные правила расчета на усталость определяют правило Майнера

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots = \sum \frac{n_i}{N_i} \leq 1 \text{ (при разрушении)}, \quad (2)$$

где n_i — количество циклов приложенных напряжений со значениями размаха S_i ; N_i — значения долговечности, полученные из расчетной кривой при S_i .

При расчете необходимо учесть, что поскольку усталостные трещины начали развиваться при уровнях напряжений ниже предела усталости с постоянной амплитудой, напряжения ниже этого предела постепенно становятся разрушающими и ими нельзя пренебрегать. Распространенным методом является экстраполяция кривой $S-N$ ниже предела усталости с постоянной амплитудой при меньшем показателе наклона (обычно при $m = 5$ вместо 3).

Имеется большое количество данных (полученных при испытаниях на выносливость, которые выполняли при случайном усталостном нагружении), свидетельствующих о двух потенциальных ошибках в описанном выше подходе:

большинство экспериментальных данных показывают, что $\sum n/N < 1$ при разрушении (обычно около 0,5) [31];

уровни напряжений ниже предела усталости с постоянной амплитудой оказываются более разрушительными, чем допускалось с использованием указанного выше подхода с «изогнутой кривой усталости» [32].

Последние данные результатов испытаний на выносливость [33] показаны на рис. 11. В этом случае при спектральной нагрузке напряжения всего 10 МПа около 25 % предела усталости с постоянной амплитудой и соответствующих $N = 5,7 \cdot 10^7$ циклов на экстраполированной кривой для постоянной амплитуды напряжений были такими же разрушающими, как следует из этой кривой. Более того, все образцы под воздействием спектральной нагрузки разрушались по истечении 50 % срока ожидаемой усталостной долговечности в соответствии с правилом Майнера. Как уже отмечалось ранее [2], полагают, что основная концепция линейного кумулятивного повреждения неприменима, поскольку условия закрытия трещины при данных переменных напряжениях отличаются при нагрузке с переменной и постоянной амплитудой, при этом переменная амплитуда является более разрушительной. Тот факт, что напряжения ниже предела усталости с постоянной амплитудой более разрушительны, чем ожидалось, объясняется их зависимостью от порогового коэффициента концентрации напряжения в соответствии с законами механики разрушения, который, как правило, прогнозирует



более низкий эффективный предел усталости, чем испытание с постоянной амплитудой [32]. Однако по-прежнему нет разумного количественного объяснения двух недостатков в распространенном методе кумулятивного повреждения. Необходимо дальнейшее исследование, но пока в качестве временного решения предлагается, что кривая усталости для постоянной амплитуды напряжений должна быть экстраполирована без изменения наклона кривой до эффективного предела усталости, соответствующего $N = 10^8$ циклов. В то же время кажется разумным принять более низкое суммарное значение по правилу Майнера (1,0 или даже 0,5).

Заключение

На основании анализа сопротивления усталости сварных конструкций рекомендованы следующие изменения правил расчета:

FAT 100 является подходящей расчетной кривой для различных соединений с поперечными стыковыми швами с полным проплавлением, выполненных с обеих сторон, при условии что будет принят в расчет прогиб, вызванный несоосностью;

большое количество данных, полученных при испытаниях труб, свидетельствуют в пользу повышения FAT до 80 для поперечных стыковых швов с полным проплавлением, выполненных с одной стороны, но требуется жесткий контроль соосности;

FAT 90 рекомендуется для поперечных стыковых швов с полным проплавлением, выполненных с одной стороны электронно-лучевой сваркой. Дефекты в корне шва глубиной до 1 мм допустимы при условии использования FAT 80;

расчетные диаграммы для соединений, выполненных дуговой сваркой, применимы к швам, выполненным лазерной сваркой;

опубликованные данные свидетельствуют о том, что швы, выполненные сваркой трением и трением с перемешиванием, обладают превосходными усталостными свойствами по сравнению со швами, выполненными дуговой сваркой. Однако база данных пока еще слишком невелика для подтверждения указанного повышения;

FAT 36 обеспечивает подходящую расчетную кривую для несущих поперечных стыковых швов потенциально разрушающихся по толщине, при этом нужно использовать поправочный коэффициент $(25/T)^{0,15}$, учитывающий эффект толщины;

если не учитывать внешние условия, правила расчета для углеродистых сталей могут в равной степени применяться для швов на нержавеющей сталях;

фактор эффекта толщины должен быть пересмотрен для введения поправки прироста для тонких сечений;

FAT 100 и FAT 90 рекомендованы для оценки потенциального разрушения на границе лицевой поверхности шва в случае несущих или ненесущих швов на сталях соответственно с использованием размаха напряжений в горячей точке МИС;

методы суммирования повреждения, разрешенные МИС и Eurocode для оценки комбинации

нормальных напряжений и напряжений сдвига, не надежны при непропорциональном напряжении. В качестве альтернативы рекомендовано использование FAT 80/5 в соединении с максимальным размахом номинального главного напряжения вместе комбинации кручения и изгиба или растяжения, или FAT 80/3 для других случаев;

правило Майнера должно использоваться с кривыми усталости $S-N$, экстраполированными к пределу усталости при 10^8 циклах, без изменения показателя наклона кривой и принятии суммарного повреждения 0,5.

1. Maddox S. J. Fatigue design of welded structures, Engineering Design in Welded Constructions, Pergamon, Oxford, (1992), p. 31.
2. Maddox S. J. Developments in fatigue design codes and fitness-for-service assessment methods, Proc. IAW Conf. on Performance of Dynamically Loaded Welded Structures', Welding Research Council, New York, (1997), p. 22.
3. Hobbacher A. (Editor): Fatigue design of welded joints and components, International Institute of Welding, Abington Publ. Abington Hall, Cambridge, 1996.
4. MacDonald K. A., Maddox S. J., Haagenen P. J. 'Guidance for fatigue design and assessment of pipeline girth welds in free span', OTO 2000 043, HSE, Bootle (2000).
5. Manteghi S., Punshon C. S. Fatigue tests on electron beam welded C-Mn steel butt joints, TWI Research Report 520/1995, (1995).
6. Institute of Naval Architecture, Analytical and experimental examinations of the fatigue of thick plates, L-SHIP/WG2(94).20, IFS, (1994).
7. Nielsen S. E. Laser welding in ship construction, L-SHIP/WG2(94).24, TWI, (1994).
8. Weichel F., Petershagen H. Fatigue strength of laser welded structural steels with thicknesses between 8 and 20 mm, IAW Doc. XIII-1590-95, (1995).
9. Knight J. W. Fatigue tests on friction welded pipes, TWI Report 3/1976/E, (1976).
10. Manteghi S. Some fatigue tests on friction welded steel bars, IAW Doc. XIII-1681-97, (1997).
11. Threadgill P. L. Friction stir welding — the state of the art, TWI Research Report 7417.01/98/1012.02, (1998).
12. Gurney T. R., MacDonald K. A. 'Literature survey on fatigue strengths of load carrying fillet welded joints failing in the weld', Offshore Technology Report OTH 91 356, HSE, (1995).
13. Eurocode 3: Design of steel structures, prENV 1993-1-1, European Committee for Standardisation, Brussels, (1992).
14. Mori T., Kainuma S., Ichimiya M. A study of fatigue crack initiation points in load-carrying type of fillet welded joints, IAW Doc. XIII-1832-2000, (2000).
15. Anon: Fatigue investigation of typical welded joints in steel Fe E460 as compared to Fe E355, EUR-Report No.6340, European Commission, Luxembourg, (1979).
16. Friis L. E., Sperle J. O., Wallin L. E. Fatigue strength of welded joints — some Swedish results during recent years, Proc. Conf. Fatigue of Welded Structures, 1, The Welding Institute, Abington, Cambridge, (1971).
17. Anon. Etude due comportement en fatigue classique de joints types soudés qualite industrielle, EUR-Report No. 5266, European Commission, Luxembourg, (1975).
18. Watanabe M., Nagai K., Hioki S. 'An elasto-plastic fracture mechanics approach to fatigue crack propagation and its application to the estimation of the fatigue life of transverse fillet welded cruciform joints', IAW Doc. XIII-694-73, (1973).
19. Eurocode 9, Design of aluminium alloy structures, Part 2: Structures susceptible to fatigue, prENV 1999, European Committee for Standardisation, Brussels, (June 1996).
20. Branco C. M., Maddox S. J., Sonsino C. M. Fatigue design of welded stainless steels, ECSC Report EUR 19972, Official Publications of the European Community, Luxembourg, (2001).
21. HSE Offshore Installations: Guidance on design, construction and certification, Fourth Edition, 1990, Amendment No.3, UK Health and Safety Executive, London, (1995).
22. Maddox S. J. Scale effect in fatigue of fillet welded aluminium alloys, Proc. 6th Intern. Conf. on Aluminium Weldments, AWS (1995), p. 77.



23. *Nykanen T.* Geometric dependency on fatigue strength in transverse load-carrying cruciform joint with partial penetration K welds, IIW Doc. XIII-1709-98, (1998).
24. *Mori T., Kainumu S.* A study of fatigue strength evaluation method for load-carrying fillet welded cruciform joints, IIW Doc. XIII-1884-01, (2001).
25. *Niemi E.* Stress determination for fatigue analysis of welded components, International Institute of Welding, Abington Publ. Abington Hall, Cambridge, UK, (1996).
26. *Fricke W.* Recommended hot-spot stress analysis procedure for structural details of FPSOs and ships based on round-robin FE analysis, Proc. 11th Intern. Offshore and Polar Eng. Conf., ISOPE, Vol IV, (2001). — P. 89–96.
27. *Dong P.* A structural stress definition and numerical implementation for fatigue analysis of welded joints, Intern. J Fatigue, 23, (2001). — P. 865–876.
28. *Maddox S. J.* Hot-spot fatigue data for welded steel and aluminium as a basis for design, IIW Doc. XIII-1900a-01, (2001).
29. *Sonsino C. M.* Multiaxial and random loading of welded structures, Proc. IIW Conference on «Performance of Dynamically Loaded Welded Structures», WRC, New York, (1997), p.317.
30. *Maddox S. J., Razmjoo G. R.* Interim fatigue design recommendations for fillet welded joints under complex loading, Fatigue Fract Engng Mater. Struct. 24, (2001), p. 329.
31. *Gurney T. R.* A summary of variable amplitude fatigue data for welded joints, OTH Report No. 91 395, HMSO, London (1992).
32. *Niemi E.* Random loading behaviour of welded components. Proc. IIW Conf on Performance of Dynamically Loaded Welded Structures, Welding Research Council, New York, (1997), 33.
33. *Gurney T. R.* Exploratory investigation of the significance of the low stresses in a fatigue loading spectrum, IIW Doc. XIII-1899-01, (2001).

Current fatigue design regulations have been revised from the point of view of the latest research and changes in the needs of the industry. The data obtained indicate that it is necessary to make many amendments in the regulations and broaden their limits. The issues considered include classification of butt and cruciform joints and allow for the welds made by the methods other than arc welding, scale effect, «hot spot» stress estimation method, as well as methods for calculation of complex combined loading and cumulative damage.

Поступила в редакцию 01.09.2003