

УДК 539.43:620.178.15:625.143.3

А. А. КЕБИКОВ, кандидат технических наук, Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ТЕОРИЯ ПРЕДЕЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ СИЛОВЫХ СИСТЕМ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫМ РЕЛЬСАМ

Разработан вариант энергетической теории предельных состояний силовых систем применительно к случаю контактно-механической усталости рельсовой стали, который базируется на представлении о том, что состояние поврежденности рельсов в процессе эксплуатации определяется эффективной энергией, обусловленной совокупным действием контактных и изгибных напряжений. Получено критериальное уравнение, из которого следует формула для расчетно-экспериментальной оценки предельного напряжения $p_{f\sigma}$, характеризующего обратный эффект при контактно-механической усталости (влияние контактных напряжений на изменение предела выносливости).

В работах [1–3] предложен критерий критического состояния рельсовой стали, устанавливающий совокупность взаимосвязанных численных значений пределов выносливости при контактном нагружении (p_f) и изгибе (σ_{-1}), предела прочности при растяжении (σ_B) и твердости (по Бринеллю HB и Виккерсу HV), которые соответствуют образованию начальных поверхностных трещин в зоне трения качения при контактно-механической усталости железнодорожных рельсов:

$$\left\{ \begin{array}{l} 550 \leq \sigma_{-1}^{(к)} \leq 650 \text{ МПа,} \\ 1200 \leq p_f^{(к)} \leq 1300 \text{ МПа,} \\ 380 \leq HB^{(к)} \leq 420, \\ 400 \leq HV^{(к)} \leq 440, \\ 1300 \leq \sigma_B^{(к)} \leq 1500 \text{ МПа.} \end{array} \right. \quad (1)$$

Указанный критерий базируется на анализе отдельных характеристик: предела выносливости при изгибе σ_{-1} и предела контактной усталости p_f . Между тем, при эксплуатации системы колесо/рельс в зоне трения качения на головке рельса циклические и контактные напряжения возбуждаются одновременно и в единой области [4]. При этом работоспособность рельса лимитируется износом головки. Следовательно, возникает необходимость исследования влияния циклических напряжений на изменение характеристики сопротивления контактной усталости (обратный эффект в трибофатике); это позволяет определить предел контактно-механической усталости $p_{f\sigma}$.

Согласно обобщенному критериальному уравнению предельного состояния силовых систем [5, 6], предельное состояние достигается, когда сумма U_{Σ}^{eff} эффективных энергий (тепловой U_T^{eff} , силовой U_{σ}^{eff} и фрикционной U_{τ}^{eff} с учетом влияния

электрохимических процессов на повреждаемость элементов силовой системы) достигнет, с учетом диалектического взаимодействия необратимых повреждений, критической величины U_0 :

$$U_{\Sigma}^{eff} = \Lambda_{MT} \left[a_T T_{\Sigma} + \Lambda_{p/\sigma} (a_{\sigma} \sigma^2 + a_p p_0^2) \right] = U_0, \quad (2)$$

где U_{Σ}^{eff} – эффективная (опасная) часть подводимой к силовой системе энергии; Λ_{MT} – функция взаимодействия повреждений, учитывающая взаимодействие тепловой и механических составляющих эффективной энергии; $\Lambda_{p/\sigma}$ – функция взаимодействия повреждений, обусловленных нагрузками разной природы – контактной (p_0) и изгибной (σ); a_T , a_{σ} , a_p – коэффициенты, выделяющие из полных тепловой и механической энергий их эффективные части; U_0 – начальная энергия процесса разрушения, не зависящая от условий нагружения и механизмов повреждения.

Сформулируем энергетический критерий предельного состояния для систем типа колесо/рельс, для которых повреждение обусловлено, в первом приближении, контактной нагрузкой (будем ее характеризовать наибольшим давлением в центре площадки контакта p_0) и повторно-переменной нагрузкой (будем ее характеризовать наибольшими циклическими напряжениями σ).

Запишем основные представления:

1 Зарождение и развитие комплексного износоусталостного повреждения определяется, главным образом, двумя частными явлениями: механической усталостью, трением и изнашиванием. Каждое из этих явлений может быть реализовано как независимое и отдельное, и оно ведет к соответствующему предельному состоянию по частным (отдельным) критериям.

2 Все эти частные явления и процессы в силовой системе развиваются одновременно и в единой зоне, поэтому предельное состояние силовой

системы обусловлено не одним из этих явлений, а их совокупным действием.

3 Кинетика износоусталостного повреждения определяется не всей подводимой к силовой системе энергией U , а лишь ее эффективной (опасной) частью $U^{eff} \ll U$.

4 Критерием предельного состояния служит условие достижения эффективной энергией U^{eff} критической величины U_0 в некоторой области ограниченных размеров элемента силовой системы – в его опасном объеме. Энергия U_0 считается фундаментальной для данного вещества константой; она не должна зависеть от условий испытания, механизмов повреждения.

5 Эффективная энергия для силовой системы колесо/рельс может быть представлена функцией двух составляющих – силовой и контактной энергий:

$$U^{eff} = \Lambda(U_{\sigma}^{eff}, U_p^{eff}), \quad (3)$$

где Λ учитывает кинетическое взаимодействие частных повреждающих явлений в комплексном процессе износоусталостного повреждения.

6 Процессы электрохимического (коррозионного) повреждения могут быть учтены как коррозия под напряжением ($D_{\sigma(ch)}$) и коррозия трения ($D_{p0(ch)}$); так что функция (3) принимает вид

$$U^{eff} = \Lambda(U_{\sigma(ch)}^{eff}, U_{p(ch)}^{eff}). \quad (4)$$

7 В общем случае накопление износоусталостного повреждения во времени t протекает нелинейно.

8 Предельное состояние силовой системы наступит, если оно реализуется хотя бы от одного (любого) частного повреждающего явления, в то время как остальные повреждающие явления оказываются сопутствующими.

9 Предельное состояние силовой системы может одновременно достигаться по любому или по обоим критериям одновременно.

10 Если условия эксплуатации или испытаний силовой системы таковы, что реализуется прямой эффект, то предельное состояние достигается по критериям объемного разрушения.

11 Если условия эксплуатации или испытаний силовой системы таковы, что реализуется обратный эффект, то предельное состояние достигается по критериям поверхностного повреждения (разрушения).

Пусть рельс находится в условиях линейного напряженного состояния под воздействием циклических напряжений σ , а поле контактных напряжений описывается наибольшим давлением p_0 . Тогда полная подводимая к системе энергия

$$U = U_{\sigma} + U_p, \quad (5)$$

где U_{σ} – силовая и U_p – контактная составляющие полной энергии.

Введем представление об эффективной энергии $U^{eff} \ll U$, т. е. той части полной энергии, которая непосредственно затрачивается на образование и накопление повреждений в силовой системе. Ясно, что суммарная эффективная энергия также включает силовую U_{σ}^{eff} и контактную U_p^{eff} составляющие, которые (как и величины U_{σ} и U_p) должны быть пропорциональны соответствующим параметрам:

$$\left. \begin{aligned} U_{\sigma}^{eff} &\sim \sigma^2; \\ U_p^{eff} &\sim p_0^2. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Примем, что

$$\left. \begin{aligned} U_{\sigma}^{eff} &= a_{\sigma} \sigma^2; \\ U_p^{eff} &= a_p p_0^2. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где коэффициенты $a \ll 1$ выделяют из полных механических энергий их эффективные части U^{eff} .

Предположение о том, что предельное состояние силовой системы наступит, когда простая алгебраическая сумма эффективных энергий достигнет критической величины, в общем случае неправомерно. Если интегрально учесть взаимодействие различных повреждений, то численные значения $\Lambda \ll 1$. Поэтому энергетический критерий предельного состояния силовой системы типа колесо/рельс можно записать в следующем виде:

$$U_{\Sigma}^{eff} = U_{\Sigma}^{eff} (\Lambda_{\sigma,p}, U_{\sigma}^{eff}, U_p^{eff}), \quad \Lambda_{\sigma,p} < 1, \quad (8)$$

где $\Lambda_{\sigma,p}$ – функция взаимодействия повреждений, обусловленных нагрузками разной природы – контактной и изгибной; U_p^{eff} – эффективная энергия при контактном нагружении.

Когда U_{Σ}^{eff} достигнет критической величины, наступит предельное состояние, характеризующее образование усталостной трещины критического размера или достижением предельно допустимого износа, либо реализацией обоих указанных состояний одновременно. Следовательно, энергетический критерий предельного состояния для систем типа колесо/рельс будет

$$U_{\Sigma}^{eff} = \Lambda_{\sigma,p} (a_{\sigma} \sigma^2 + a_p p_0^2) = U_0, \quad \Lambda_{\sigma,p} < 1, \quad (9)$$

где a_{σ} , a_p – коэффициенты, выделяющие из полных механических энергий их эффективные части; эти коэффициенты находим из предельных условий:

$$\sigma = 0: a_p p_0^2 = U_0, \quad a_p = \frac{U_0}{p_0^2}; \quad (10)$$

$$p_0 = 0: a_{\sigma} \sigma_d^2 = U_0, a_{\sigma} = \frac{U_0}{\sigma_d^2}, \quad (11)$$

где σ_d, p_d – предельные нормальное и контактное напряжения, называемые пределами (механической) деструкции.

Применительно к системам типа колесо/рельс принято $\Lambda_{\sigma,p} < 1$, поскольку известно, что в процессе эксплуатации имеет место самопроизвольное упрочнение рельсов; это подтверждается и изложенными выше экспериментальными данными по росту твердости с увеличением наработки рельсов.

После соответствующих преобразований из (9) следует формула для расчетной оценки предела контактно-механической усталости:

$$p_{f\sigma} = p_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma,p}} - \left(\frac{\sigma}{\sigma_{-1}}\right)^2} = f\left(\Lambda_{\sigma,p}, \frac{\sigma}{\sigma_{-1}}\right), \quad (12)$$

где σ_{-1} и p_f – пределы выносливости при изгибе и контактном нагружении.

Таким образом, предел контактно-механической усталости $p_{f\sigma}$ определяется не только уровнем циклических напряжений σ/σ_{-1} , но и функцией $\Lambda_{\sigma,p}$ взаимодействия повреждений.

Выполним анализ зависимости (12), положив величины $\Lambda_{\sigma,p}$ и σ/σ_{-1} изменяющимися от 0 до 1,0 с шагом 0,1 (рисунок 1).

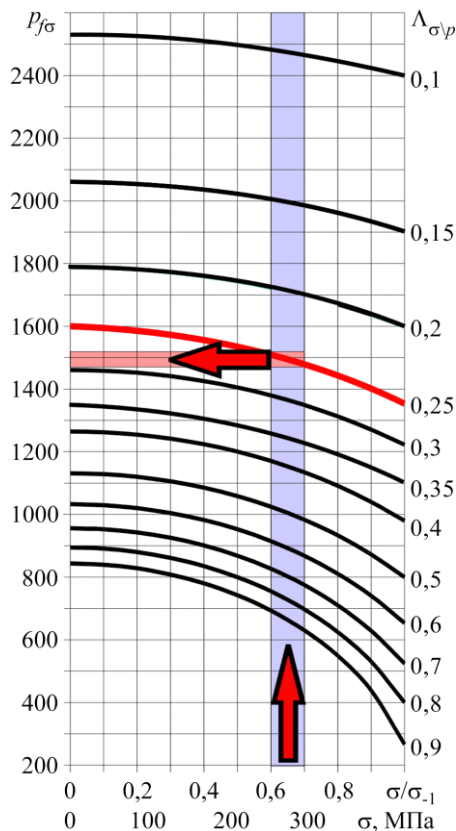


Рисунок 1 – К определению $p_{f\sigma}$ в зависимости от функции $\Lambda_{\sigma,p}$ и уровня напряжений σ/σ_{-1}

Известно [7, 8], что предел выносливости для полнопрофильных нетермоупрочненных рельсов в эксплуатационных условиях составляет $\sigma \sim 260 \dots 320$ МПа. Таким образом, можно утверждать, что соотношение $\frac{\sigma}{\sigma_{-1}}$ для нетермоуп-

рочненных рельсов будет находиться в пределах $\frac{260}{420} \dots \frac{320}{420}$, т. е. $\frac{\sigma}{\sigma_{-1}} = 0,6 \dots 0,7$ (область выделена на рисунке 1). Для нахождения величины $p_{f\sigma}$ остается лишь определить значение $\Lambda_{\sigma,p}$ для нетермоупрочненных рельсов в эксплуатационных условиях, что можно сделать, используя модель Богдановича [5]:

$$\Lambda_{\sigma,p} = 1 - C_h \bar{\rho} \exp(-\bar{\rho}), \quad (13)$$

где относительный параметр асимметрии износоусталостного повреждения

$$\bar{\rho} = \left(\frac{p_0}{p_f}\right)^2 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma}\right)^2. \quad (14)$$

Согласно [8] контактные напряжения на поверхности головки рельса, действующие в зоне контакта с колесом, в среднем составляют $p_0 \sim \sim 1000$ МПа. Тогда получим $\bar{\rho} = \left(\frac{1000}{800}\right)^2 \left(\frac{420}{300}\right)^2 \approx 3$.

Для оценки величины C_h выполним графический анализ (13) и (14). Сначала построим зависимость $\Lambda_{\sigma,p}$ от ρ при различных значениях C_h (рисунок 2, а), затем зависимость $\Lambda_{\sigma,p}$ от C_h при различных значениях ρ (рисунок 2, б). При известной величине $\rho \sim 3$ получаем, что $C_h = 2,5$; тогда $\Lambda_{\sigma,p}$ определяется либо графически (см. пунктирные стрелки на рисунке 2), либо из (13): $\Lambda_{\sigma,p} = 1 - 2,5 \cdot 0,30 = 0,25$.

На рисунке 1 отобразим зависимость $p_{f\sigma}$ от σ/σ_{-1} при $\Lambda_{\sigma,p} = 0,25$. Из рисунка следует, что область, где $\sigma/\sigma_{-1} = 0,6 \dots 0,7$, пересекается с линией для $\Lambda_{\sigma,p} = 0,25$ при значениях $p_{f\sigma} = 1500 \dots 1520$ МПа (выделено на рисунке 1).

Для дальнейшего анализа обратного эффекта применительно к рельсу как элементу силовой системы, базируясь на [1–3], изобразим диаграмму (рисунок 3), на которой p_f характеризует контактное повреждение при чистом трении качения; σ_{-1} – усталостное повреждение при изгибе; $p_{f\sigma}$ – достижение предельного (как и критического) состояния по критерию контактного повреждения при трении качения, интегральная характеристика которого – износ, с учетом влияния усталостного повреждения при циклическом нагружении; σ_{-1p} – предельное (и критическое) состояние по критерию усталостного разрушения – образованию магистральной поперечной трещины.

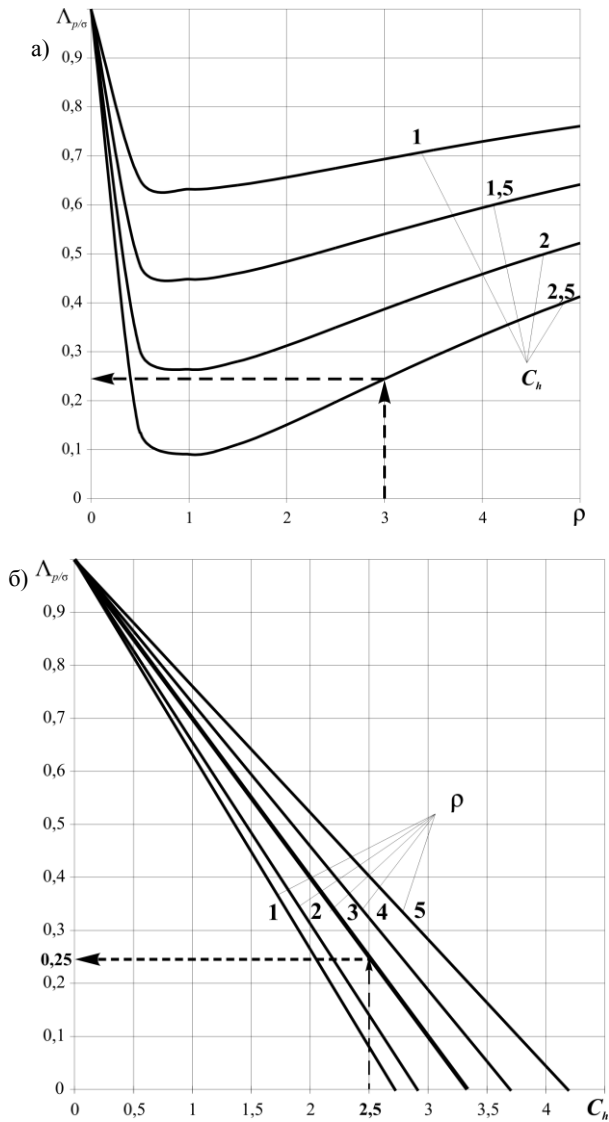


Рисунок 2 – К определению параметра взаимодействия повреждений $\Delta_{p/\sigma}$

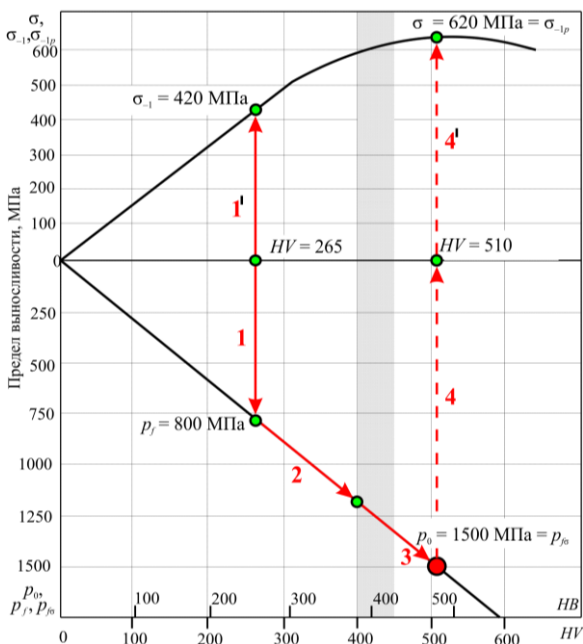


Рисунок 3 – Схема оценки предельного состояния при контактно-механической усталости

На рисунке 3 показано, что предложенная в [1–3] диаграмма механического состояния рельсовой стали может быть использована не только для анализа состояния поврежденности, но и для прогнозирования предельного состояния. При начальной твердости рельсовой стали, которая составляет $265 HV$ ($258 HB$), имеем: $p_f = 3,12HV = 258 \cdot 3,12 = 800$ МПа (стрелка 1 на рисунке 3), а $\sigma_{-1} = 1,6HV = 1,6 \cdot 265 = 420$ МПа (стрелка 1' на рисунке 3). Эти оценки хорошо согласуются с известными экспериментальными данными.

Так как в процессе эксплуатации растут твердость и предел прочности, то возрастают и характеристики сопротивления усталости, в частности – предел контактной усталости p_f (стрелка 2 на рисунке 3). Переход рельсовой стали в критическое состояние по критерию сопротивления усталости при контактном нагружении прогнозируется, согласно (1), при достижении значений $p_0 = 1200 \dots 1300$ МПа = p_f (затемненная область). Дальнейшая эксплуатация ведет к росту сопротивления контактной усталости (стрелка 3 на рисунке 3) до тех пор, пока не будет достигнуто предельное значение по (12): $p_0 \sim 1500$ МПа = $p_{f\sigma}$. Соответствующие этому значению величины твердости ($510 HV$) и предела выносливости σ_{-1p} (620 МПа) можно определить по зависимостям (1) (стрелки 4 и 4' на рисунке 3).

Таким образом, при достижении твердостью на поверхности качения значения $HV \sim 510$, для рельса прогнозируется наступление предельного состояния по критерию поверхностного разрушения.

Предложенный критерий оценки механического состояния рельсовой стали (1) подтверждается выполненными расчетами по определению предела контактной усталости с учетом влияния усталостного повреждения при циклическом нагружении $p_{f\sigma}$ и дополнен с позиций взаимодействия повреждающих факторов в элементе силовой системы.

Список литературы

- 1 Кебиков, А. А. Исследование механических свойств материала рельсов на поверхности катания / А. А. Кебиков // Вестник Днепропетровского нац. ун-та ж.-д. трансп. им. акад. В. Лазаряна. – 2006. – № 11. – С. 40–43.
- 2 Кебиков, А. А. Локальная анизотропия механических свойств рельсовой стали после длительной эксплуатации / А. А. Кебиков // Материалы, технологии, инструменты. – 2006. – Т. 11. – № 24. – С. 27–31.
- 3 Махутов, Н. А. Метод оценки механического состояния материала рельсов после длительной эксплуатации / Н. А. Махутов, Л. А. Сосновский, А. А. Кебиков // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2007. – № 8. – Т. 73. – С. 49–54.
- 4 Сенько, В. И. Проблема колесо/рельс: новый взгляд / В. И. Сенько, Л. А. Сосновский // Вестник БелГУТа: Наука и транспорт. – 2005. – № 2. – С. 7–17.

5 **Сосновский, Л. А.** Механика износоусталостного повреждения / Л. А. Сосновский. – Гомель : БелГУТ, 2007. – 434 с.

6 **Богданович, А. В.** Методика прогнозирования долговечности силовых систем по критериям износоусталостного повреждения / А. В. Богданович // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2002. – № 6. – С. 47–51.

Получено 04.09.2007

A. A. Kebikov. The energetic theory of a limiting condition of active systems with reference to rolling contact fatigue of rails.

The variant of the energetic theory of limiting condition of active systems with reference to a case of rolling contact fatigue of a rail steel which is founded on introducing that the condition of the damages of rails is while in service is determined by the effective energy stipulated by cumulative action of contact and bending stresses. The criteria equation is obtained from which the formula for a settlement-experimental estimation of a limit stress p_{fc} follows, describing a back effect at rolling contact fatigue (influence of contact stresses on change of an fatigue limit).

7 **Георгиев, М. Н.** Трещиностойкость железнодорожных рельсов / М. Н. Георгиев. – Кемерово : ООО “Мастер-флаг”, 2006. – 212 с.

8 Расчеты и проектирование железнодорожного пути / В. В. Виноградов [и др.]; под ред. В. В. Виноградова и А. М. Никонова. – М. : Маршрут, 2003. – 486 с.

УДК 539.538

С. С. ЩЕРБАКОВ, аспирант, Белорусский государственный университет, г. Минск;

Л. А. СОСНОВСКИЙ, доктор технических наук, Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ СОСТОЯНИЙ СИЛОВЫХ СИСТЕМ

Дана систематизация исследований в области трибофатики по оценке механического состояния силовых систем машин и оборудования. Обсуждаются три круга основных задач: напряженно-деформированное состояние; состояние поврежденности; предельное состояние. Дается краткий анализ всех трех задач применительно к типичным силовым системам, которые работают в характерных условиях нагружения. Показано, что механические состояния силовой системы исчерпывающим образом характеризуются и описываются этими тремя задачами. Выполнено численное решение поставленных задач применительно к системе типа «ролик / вал», которая по условиям нагруженности и характеру повреждения имитирует работу реальной системы «колесо / рельс». Приведены результаты экспериментальной проверки некоторых решений.

Развитие исследований в области трибофатики [1–4] привело к необходимости постановки и решения задач по оценке механического состояния силовых систем машин и оборудования [5]. Ниже дается некоторая систематизация и обобщение выполненных работ.

Основные типы силовых систем и задачи их исследования. При испытании или эксплуатации силовых систем возникает комплексное (износоусталостное) повреждение; оно обусловлено кинетическим взаимодействием явлений механической усталости, трения, изнашивания, коррозии и (или) эрозии [3]. Классификация основных видов таких повреждений дана (по ГОСТ 30638–99) на рисунке 1.

Ниже рассматриваются лишь системы «твердое тело / твердое тело», типичные схемы которых даны на рисунках 2 и 3.

На рисунке 2 представлена система типа «ролик / вал».

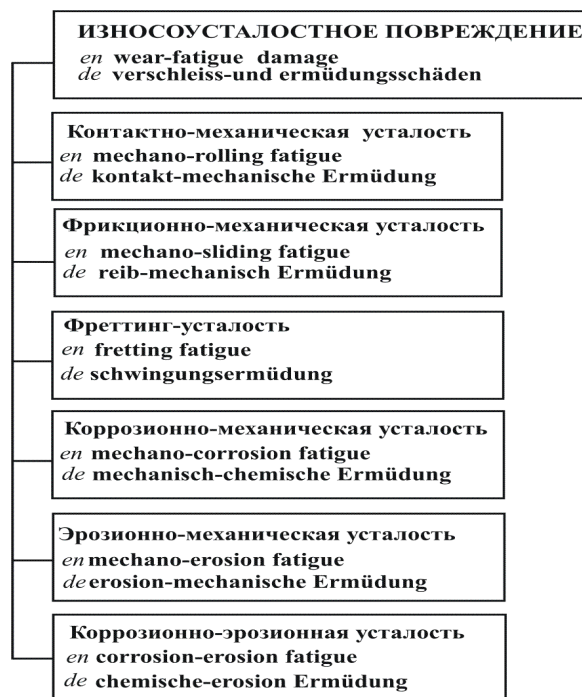


Рисунок 1 – Основные виды износоусталостного повреждения