

Способы расчета осей колесных пар

Численность парков железнодорожного подвижного состава всех видов постоянно возрастала в течение последних 160 лет, при этом аварии, связанные с изломом осей колесных пар, случались постоянно, хотя колесные пары всегда проектировались в соответствии с существовавшими на тот момент методиками прочностных расчетов. Немецкому ученому А. Вёлеру еще в конце XIX в. удалось установить, что причиной изломов являлись воздействующие на ось колесной пары циклические переменные нагрузки. Отсюда следовало, что рассчитывать оси, используя применявшиеся ранее методы статических расчетов, нельзя.

Последние 20 лет знаменовались значительными изменениями условий эксплуатации подвижного состава, связанными с увеличением скорости движения и осевых нагрузок, а также с применением механизмов наклона кузова в кривых. Кроме того, значительно возросли эксплуатационные нагрузки. Так, годовой пробег высокоскоростных пассажирских поездов достигает 500 тыс. км.

Эти изменения привели к снижению усталостной прочности. Нормативы, принятые для расчетов при конструировании осей колесных пар, обычно учитывают как максимальные только те нагрузки, которые возникают при прохождении экстремальных кривых, а в качестве допустимой нагрузки используют значение «длительной прочности», которая определяется при числе циклов колебаний, равном 10 млн. Сейчас эти нормативы не являются достаточными для расчета осей колесных пар.

Нельзя оставить без внимания то обстоятельство, что оси колесных пар поезда ICE уже спустя 21 сут после начала эксплуатации выходят на показатель 10 млн циклов колебаний, т. е. оборотов (при диаметре колеса 0,9 м уже через 1 км пути число циклов колебаний

достигает 350, соответственно при годовом пробеге 500 тыс. км число циклов в сутки составит 484 тыс.). Это обстоятельство в данных эксплуатационных условиях способствует аккумуляции дефектов, в результате чего развиваются трещины, а затем, если трещины своевременно не будут обнаружены, происходит излом оси колесной пары.

Основываясь на результатах научных исследований и данных комплексного анализа производственных дефектов (измерения в процессе эксплуатации, испытания на прочность), специалисты установили, что существующий способ расчета колесных пар использовать нельзя, поскольку в нем фигурирует практически мало применяемое на практике понятие «длительная прочность», а кроме того, не учитываются специфические нагрузки, возникающие на той или иной единице подвижного состава.

Факторы, влияющие на прочность

Для обеспечения достаточной и надежной прочности в процессе эксплуатации всех компонентов подвижного состава, особенно колесных пар, большое значение имеет

ряд сложных и взаимодействующих между собой параметров.

Важнейшими факторами, используемыми при расчете и конструировании компонентов подвижного состава, являются величины эксплуатационных нагрузок, возникающих при внешних воздействиях, а также конструктивные особенности компонентов, вид конструкционного материала и технология его обработки, воздействие окружающей среды.

Для правильного расчета конструкции необходимо, чтобы все принимаемые рабочие нагрузки с учетом соответствующих коэффициентов безопасности были меньше допустимых величин. Пропущенные или неучтенные, обусловленные условиями эксплуатации влияющие факторы могут быть приняты во внимание на стадии раннего распознавания дефектов, что позволит избежать опасных последствий.

В случае расчета колесных пар ситуация сложнее. При длительных сроках эксплуатации и, соответственно, экстремальных величинах нагрузочных циклов здесь в недостаточной степени учитываются действующие механизмы разрушения (в частности, в подступичной части оси), связанные с контактной усталостью.

Другие влияющие эксплуатационные факторы, такие, как коррозия и повреждение поверхности катания колес, также следует обязательно учитывать при конструировании колесных пар и расчетном подтверждении их прочности.

Эксплуатационные нагрузки на ходовую часть и результирующие силы, передаваемые от экипажной части, при конструировании рассматриваются как важнейшие параметры, игнорирование которых в последние годы нередко приводило к усталостному разрушению осей колесных пар и колес. Это связано и с характеристиками участков пути — радиусами кривых, особенностями

велись на основе статической прочности с использованием коэффициентов безопасности. После многочисленных аварий, связанных с изломами осей колесных пар, А. Вёлер установил, что даже при невысоких значениях возникающих напряжений возможно усталостное разрушение оси колесной пары, если частота циклов напряжений станет слишком высокой.

При оценке осей колесных пар в отношении «длительной прочности» в соответствии с нормами максимальные (пиковые) эксплуатационные нагрузки (N_D и σ_D) не должны вызывать напряжений, превышающих максимально допустимые значения, которые возникают при 10^7 циклах колебаний. Соответственно ось не отвечает эксплуатационным требованиям, если коэффициент безопасности S , рассчитанный как отношение между максимально допустимым σ_m и расчетным эксплуатационным σ_b напряжениями при движении в кривой экстремально малого радиуса, будет меньше единицы ($S = \sigma_m / \sigma_b < 1$). Напротив, ось или колесо считаются обладающими достаточной усталостной прочностью, если коэффициент безопасности $S \geq 1$.

Результаты многочисленных научных исследований и практический опыт позволили определить пределы, в которых может использоваться упрощенное определение вибропрочности. В качестве важных ограничений следует в первую очередь назвать следующие:

- большинство эксплуатационных нагрузок не соответствует синусоидальному характеру. Они изменяются произвольно и характеризуются механизмом повреждения разного характера;
- для компонентов конструкций в эксплуатации не существует понятия «длительная прочность», поэтому и в случае, когда число циклов нагружений превышает 10^6 или даже 10^7 , дальнейшее падение вибропрочности будет происходить с

крутизной, соответствующей k_2 (см. рис. 2). Это в наибольшей степени характерно для прессовых соединений (места посадки колес, буксовых подшипников, зубчатого колеса, шестерни редуктора, тормозных дисков), а также для процессов коррозии.

Срок службы при переменных амплитудах напряжений и возникающий при этом коллектив напряжений описывает кривая Гасснера (см. рис. 2), который разработал метод конечных элементов, широко применяющийся при создании облегченных конструкций в авиационном, а позднее и облегченного железнодорожного подвижного состава. При проведении исследовательских работ в 1980-х годах метод использовали для расчетов различных компонентов подвижного состава. Кривая Гасснера определяется также величиной разброса и крутизной k^* . На рис. 2 зоны разброса кривых Вёлера и Гасснера ограничены штриховыми линиями.

Ввиду простоты определения и наличия большого числа данных кривая Вёлера также может быть использована для определения усталостной прочности при учитываемых предельных значениях, оценки эксплуатационной прочности, а также срока службы при известных эксплуатационных нагрузках. Для этого при наличии комплекса нагрузок в качестве определяющего коллектива для заданного срока

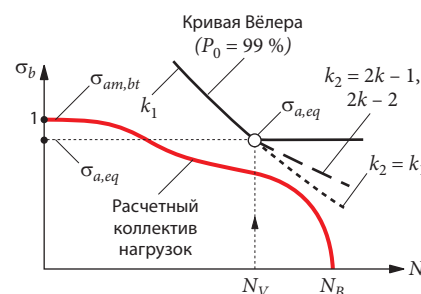


Рис. 3. Определение напряжений, эквивалентных разрушающим (по обеим осям — логарифмическая шкала): σ_b — приведенная величина напряжений; N — число циклов нагружения

службы могут быть рассчитаны эксплуатационная прочность и напряжения, эквивалентные разрушающим (рис. 3).

Напряжения $\sigma_{a,eq}$, эквивалентные разрушающим, изменяются по синусоидальному закону. При определенном числе циклов колебаний N_V они приведут к такому же разрушению, как и при коллективе напряжений с максимальным значением $\sigma_{am,bt}$ и числом циклов N_B .

Величину этих напряжений находят путем так называемого расчета накапливающегося отказа, причем наклон кривой Вёлера над точкой N_V выбирают по варианту $k_2 = 2k - 1$ или $k_2 = 2k - 2$. Эти напряжения определяют необходимую вибрационную прочность детали, которая в исследованиях по методике Вёлера достигается при нагрузке N_V с учетом соответствующих коэффициентов запаса.

Этот способ расчета применяется для оценки эксплуатационного предела выносливости. С его помощью определяют, сможет ли быть достигнута заданная долговечность при такой частоте выхода из строя (расчетная вероятность отказа), при которой исключено преждевременное разрушение таких важнейших с точки зрения безопасности деталей, как колеса или оси. Критерием отказа считается появление трещины такого размера, при котором данная деталь еще сохраняет способность выполнять свою функцию.

Схематическое отображение определяющих параметров, используемых для оценки предела выносливости при эксплуатационном режиме нагружения, дано на рис. 4.

Важный в расчете деталей предельный срок эксплуатации L_B для рельсового подвижного состава обычно устанавливают в пределах 30 лет, что для пригородных поездов при годовом пробеге 100 тыс. км соответствует полному пробегу 3 млн км, а для поездов ICE (500 тыс. км/год) — порядка 15 млн км. При этом суммарное

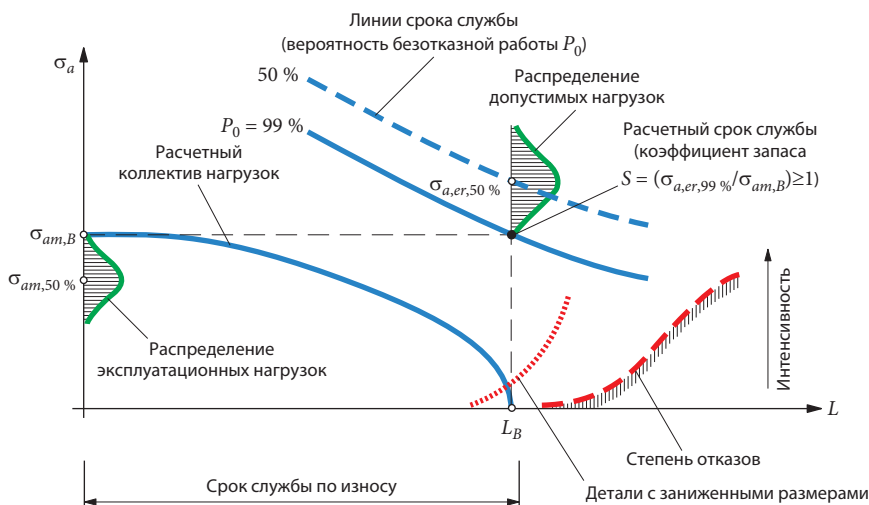


Рис. 4. Определяющие параметры для оценки предела выносливости в эксплуатации (по обеим осям — логарифмическая шкала): σ_a — амплитуда напряжений; L — срок службы

число циклов нагружения должно достигать величины N_B , приблизительно равной 10^9 .

В правильно рассчитанной детали скорость развития трещин будет относительно невелика, и ее можно контролировать при нормативном интервале инспекций. Если же расчетный размер оказался меньше, то интенсивность развития трещин сместится в сторону понижения срока службы. Это произойдет при меньших эксплуатационных нагрузках, в связи с чем интервалы обследований придется значительно сократить. Поскольку срок службы оси колесной пары до появления трещины во много раз больше, чем время между моментом появления трещины и разрушением оси, наивысший приоритет следует отдавать как можно более точному определению размеров.

С экономической точки зрения эксплуатационная прочность ходовой части подвижного состава в отличие от рекомендуемого значения, получаемого расчетом по длительной прочности, также является оптимальным вариантом. При комплексном рассмотрении учитывают все критерии, касающиеся заданного срока службы, безопасной эксплуатации, степени надежности,

целесообразной с технической точки зрения. При этом значительно сокращаются расходы на текущее содержание и технические осмотры.

Результаты исследований и испытаний, проводившихся на промышленных предприятиях, показывают, что между расчетным сроком службы L и напряжениями σ (или величинами диаметров d) существует зависимость, имеющая для срока службы вид

$$L_x = L_B (\sigma_{am,B} / \sigma_{am,bt})^{k^*}, \quad (1)$$

для определения размеров d

$$d_B = d_x (L_B / L_x)^{1/(n-k^*)}, \quad (2)$$

где L_x — ожидаемый срок службы при эксплуатационных напряжениях $\sigma_{am,bt}$; L_B — задаваемый срок службы; $\sigma_{am,B}$ — допустимое напряжение для достижения срока службы L_B ; d_B — диаметр, требуемый для достижения срока службы L_B ; d_x — реальный диаметр; n — показатель степени для напряжений (при этом $n = 1...2$ для обода колеса и колесного диска, $n = 3$ для оси колесной пары); k^* — показатель степени для срока службы ($8 \geq k^* \geq 5$ в зависимости от градиента напряжений, качества поверхности и уровня напряжений в рассматриваемом сечении детали).

Исходя из срока службы L_x и заданного срока службы L_B , можно определить необходимое снижение уровня напряжений по отношению к $\sigma_{am,bt}$ или увеличение толщины стенки относительно d_x .

С другой стороны, исходя из величин допустимых напряжений $\sigma_{a,er}$ и нагрузки, эквивалентной разрушающей $\sigma_{a,eq}$, можно рассчитать ожидаемый срок службы L_x по отношению к заданному сроку службы L_B :

$$L_x = L_B (\sigma_{a,er} / \sigma_{a,eq})^{k^*}. \quad (3)$$

Согласно соотношению между нагрузками и сроком службы, повышение на 10% величины напряжений по отношению к допустимому (при типичном показателе срока службы $k^* = 6$) приведет к сокращению срока службы детали вдвое. Повышение напряжений в оси колесной пары на 10% произойдет при уменьшении ее диаметра на 3%.

Оценка эксплуатационной прочности осей колесных пар поезда ICE 3

Для расчетов оси колесной пары поезда ICE 3 принята осевая нагрузка 17 т, причем моторные оси, как у ICE TD, изготавливаются из стали марки 34 CRNiMo6. Оси поддерживающих колесных пар изготавливаются из стали марки 25CrMo4. Колесные пары, как уже отмечалось, рассчитаны на суммарный пробег 15 млн км. Расчеты и оценка прочности проводились в ноябре 2002 г. компанией-изготовителем в соответствии со стандартами EN 13104 (оси моторных колесных пар, TRS) и EN 13103 (оси поддерживающих колесных пар, LRS).

В качестве допустимых напряжений для осей моторных колесных пар принимались значения, полученные в процессе ходовых испытаний и ряда исследований осей, а для поддерживающих колесных пар — значения напряжений в осях,

приведенные в стандартах. При этом для осей обоих видов в отношении длительной прочности во всех диапазонах нагрузок коэффициент запаса S (отношение допустимых напряжений к фактическим эксплуатационным) был больше или равен единице.

Оценка срока службы по эксплуатационной прочности дает иной результат. В методике исследований за основу принимается коллектив нагрузок, полученный в ходе эксплуатационных испытаний и экстраполированный на суммарный пробег 15 млн км. Кроме того, учитывается отмеченное в ходе испытаний увеличение напряжений на 20% по сравнению с результатами расчетов, проводившихся в соответствии со стандартами.

Величина допустимых напряжений в подступичной части оси $\sigma_{am,bt}$ при 10^7 циклах колебаний должна соответствовать $\sigma_{a,eq} = 0,962\sigma_{am,bt}$. В то же время между расчетными σ_{ar} и измеренными в процессе эксплуатации напряжениями $\sigma_{am,bt}$ при той же нагрузке 10^7 циклов имеет место $\sigma_{am,bt} = 1,2\sigma_{ar}$. Сравнение этих соотношений позволило определить вибропрочность моторной (± 118 МПа) и поддерживающей (± 112 МПа) оси. При указанных значениях вибропрочности должен быть гарантирован суммарный пробег 15 млн км² или срок службы 30 лет.

В обоих случаях это требование не выполняется, если в качестве допустимого напряжения $\sigma_{a,er}$ в исследованиях моторных осей, изготовленных из стали марки 34 CRNiMo6, принята расчетная вибропрочность, равная ± 97 МПа, а для поддерживающих осей из стали марки 25CrMo4 (EA4T) — взятое из стандартов максимально допустимое напряжение, равное ± 99 МПа.

В наиболее нагруженном месте оси (галтель подступичной части), где требуемая вибропрочность при 10^7 циклах нагружения определяется как $\sigma_{a,eq} = 0,844\sigma_{a,bt}$

она равна ± 147 МПа для моторной оси и 166 МПа для поддерживающей. С учетом возможного наличия концентраторов напряжений при $\beta_k \approx 1,2$ допустимые напряжения как для моторной, так и для поддерживающей оси будут ниже.

В соответствии с выражением (3) для осей колесных пар срок службы до появления трещины в подступичной части при величине пробега, составляющей 3,3 млн км, будет равен 6,6 года. Если же исходить из условия появления трещины в галтели подступичной части после пробега 5,4 млн км, то срок службы составит 10,8 года. Отсюда следует, что требование в отношении максимального пробега 15 млн км (срок эксплуатации 30 лет) не может быть выполнено. Тот факт, что разрушение моторной оси поезда ICE 3 произошло после пробега всего 3 млн км, объясняется либо повышенными напряжениями, либо дефектом материала, приведшим к снижению вибропрочности. Разрушение произошло в зоне галтели подступичной части со стороны, противоположной тяговой передаче, где номинальные напряжения на 10% ниже, но радиус меньше.

В соответствии с приведенными соотношениями требуемые размеры оси моторной колесной пары определяют, исходя из выполненного пробега $L_x \approx 3$ млн км.

Для выполнения требования $L_B = 15$ млн км должно иметь место соотношение $L_B/L_x = 5$. Кроме того, при параметрах $n = 3$, $k^* = 6$ величина диаметра d_x должна быть равной $1,09d_0$. Это означает, что при одном и том же материале требуется увеличить диаметр оси на 9%, чтобы выполнить требование о сроке службы $L_B = 15$ млн км.

Таким образом, результаты исследований излома оси позволили сделать следующие выводы:

- реальный диаметр оси колесной пары в подступичной части 179 мм, а в зоне галтели — 160 мм;

- требуется соблюдение диаметра оси в подступичной части 195 мм, в зоне галтели — 174 мм при одном и том же материале оси.

Оценка вероятности излома осей колесных пар

Результаты расчета по методу конечных элементов показывают, что в зоне галтели подступичной части моторной оси существует высокая концентрация напряжений. Эта зона стала причиной усталостного разрушения. Поверхность разрушения моторной оси поезда ICE 3, по которой можно было проследить этапы роста трещины, стала предметом изучения Федерального управления по материаловедению и испытаниям материалов. Анализ разрушенной оси показал, что вблизи начальной точки разрушения имеются инородные включения, проникшие в толщу металла в процессе изготовления. Длина включений около 0,9 мм, что превышает допустимый размер, поэтому данные включения могут быть причиной начала разрушения.

Картины изломов осей ICE 3 и ICE TD почти одинаковы. Авария с поездом ICE TD произошла 2 декабря 2002 г. на линии Нюрнберг — Хемниц, причем срок эксплуатации разрушившейся моторной оси не превышал 1 года, а пробег составил 350 тыс. км. В результате излома оси поезд сошел с рельсов, к счастью, без человеческих жертв. В данном случае трещина зародилась в подступичной части оси вследствие фрикционной коррозии.

Как показали расчеты, выполненные в соответствии со стандартом EN 13104, дополнительной причиной этой аварии была также недостаточная усталостная прочность. Этот вывод получил подтверждение со стороны Федерального бюро железных дорог Германии (EVA).

Нагрузки на эту колесную пару были определены из условий суммарного пробега 12 млн км в

течение срока службы 30 лет при годовом пробеге около 400 тыс. км. Вследствие большой загруженности поездов и большого числа циклов колебаний (порядка $4 \cdot 10^9$) возникли напряжения, эквивалентные действующим при изломе, которые оказались равными максимальным рабочим напряжениям ($\sigma_{a,eq} \approx \sigma_{am,bl}$). Таким образом, при испытаниях на вибропрочность требуется подтвердить с вероятностью 99%, что максимальные значения напряжений для нагрузки $N_v = 10^7$ являются допустимыми.

Анализ результатов измерений, выполненных в эксплуатационных условиях, показал, что полученные максимальные значения оказались на 30% выше, чем рассчитанные в соответствии со стандартом EN 13104. Ранее проведенные измерения (2004 г.) показали, что полученные значения напряжений в осях ICE 3 на 20% выше расчетных. Таким образом, расчеты, выполненные на основании этого стандарта, неизбежно должны были привести к отказу, и прежде всего из-за неправильного назначения показателей вибропрочности.

В период временного вывода из эксплуатации парка поездов ICE TD, насчитывавшего 19 ед., появилась возможность замены всех без исключения осей колесных пар. Новые оси были несколько модифицированы в отношении геометрии, а в зоне подступичной части было нанесено молибденовое покрытие. С помощью таких мероприятий срок службы осей колесных пар удалось довести только до 10 лет.

Оси обоих поездов (ICE 3 и ICE TD) были рассчитаны на «длительную прочность» в соответствии со стандартами. Результаты расчета согласовывались с бюро ЕВА. В обоих случаях при расчетах за основу принимались слишком низкие значения нагрузок и неточные показатели вибропрочности.

Выводы

Выводы, важные для практического расчета основных компонентов ходовой части, могут быть сделаны только при учете фактических эксплуатационных нагрузок и реальных данных о вибропрочности. Такие расчеты должны проводиться в несколько этапов:

- расчет и конструкторские разработки на основе принятых реальных нагрузок и правильно выбранных показателей прочности;
- оценка вибропрочности в ходе испытаний;
- проверка величин нагрузок на основе результатов исследований геометрии пути;
- окончательная доработка конструкции, включающая указания по техническому обслуживанию.

Целенаправленное экспериментальное подтверждение прочности колес и осей колесных пар осуществлялось на стенде, который начал работать в 1998 г. во Фраунhoferовском институте. Этот стенд был предназначен для оценки эксплуатационной прочности и надежности всей системы. Используя достаточно совершенную программу испытаний, моделирующую рабочие нагрузки на колеса и оси при пробеге от 15 тыс. до 50 тыс. км, можно имитировать такие нагрузки для суммарных пробегов от 3 млн до 15 млн км. При этом для проведения подобных испытаний потребуется соответственно от одной до пяти недель. На испытательном стенде можно моделировать разные комбинации нагрузок: движение по прямолинейному участку с повышенной скоростью (до 350 км/ч), движение в кривой и по стрелочным переводам.

С помощью программ нагружения можно учитывать такие важнейшие параметры механизма разрушения конструктивных материалов, как высокие пиковые

нагрузки при прохождении стрелочных переводов с возможными пластическими деформациями элементов контакта или перераспределением собственных внутренних напряжений, переменные изгибные нагрузки при движении в кривых или в момент перехода из прямой в кривую.

Влияние процесса повторной запрессовки колес с возможными изменениями условий посадки в подступичной части, а также качества обработки поверхности подступичной части при необходимости также может быть учтено в расчетах.

При испытаниях современного подвижного состава желательно непосредственно контролировать с помощью соответствующих датчиков работу компонентов ходовой части, особенно колес и осей колесных пар.

Специалистам известно, что стандарты должны пересматриваться в ходе технического и научного прогресса. В частности, они считают, что железнодорожные нормы довольно консервативны и поэтому редко соответствуют современному уровню техники.

В связи с этим получаемые результаты необходимо перепроверять, используя иные методы расчетов, как это принято в других областях современной транспортной техники, в частности в авиастроении. Сюда относятся, например, экспериментальные методики для проверки эксплуатационной прочности на базе испытательных стендов, на которых оценивают реальный срок службы элементов колесных пар.

По материалам Фраунhoferовского института в Дармштадте (lbf.fraunhofer.de), Федеральной службы исследований и испытаний материалов BAM (www.bam.de), Eisenbahntechnische Rundschau, 2011, № 1/2, S. 18–25.