

Рисунок 7 – Номінальний та фактичний профіль зубця внаслідок нерівномірності швидкості різання

**Нерівномірність швидкості різання та порушення узгодженого руху інструменту і заготовки з частотою обертання колеса зі столом верстата.** Ця похибка теж є циклічною, проте низькочастотною; її частота меншавід частоти попередньої похибки в кількості разів, яка дорівнює кількості зубців колеса. Виходячи з цього її частка, яка переноситься на один зубець буде більш, на порядок меншою від похибки внаслідок нерівномірності швидкості різання. Приймаючи це до уваги, даною похибкою в розрахунках знехтуємо.

**Висновки.** Визначено структуру сумарної похибки нарізання зубчастих коліс в радіально-коловому способі. Встановлено аналітичні залежності між початковими елементарними відхиленнями елементів технологічної системи зубофрезерного верстата та відхиленнями зубчастих профілів. Отримані залежності дають змогу виявити найбільш істотні початкові відхилення та розробити заходи для зменшення їх впливу на точність обробки.

**Список літератури:** 1. Тайц Б.А. Точность и контроль зубчатых колес. – М.: Машиностроение, 1978. – 362с. 2. Грицай І.С., Литвиняк Я.М. Синусоїдальні зубчасті передачі як альтернатива традиційним передачам та новий метод їх виготовлення // Вісник Національного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – №19. – С.43-53. 3. Грицай І.Е., Благут Е.Н. Зубчатые передачи и технологии их изготовления: новое в традиционном // Оборудование и инструмент: Международный информационно-технический журнал. – №2(61). – 2005. – С.36-40. 4. Грицай І.С., Благут Е.М., Яворський В.З. Синусоїдальні зубчасті колеса та новий ефективний метод їх виготовлення // Эффективность реализации научного, ресурсного и промышленного потенциала с международным участием. – Славск, 21-25 февраля 2005. – С.47-50. 5. Грицай І.С. Зубчасті передачі синусоїдального зачеплення і новітня технологія їх виготовлення // Машиностроение и техносфера XXI века. Сб. трудов XII международ. науч.-техн. конференции. – Севастополь, 12-17 сентября 2005. – С.230-234. 6. Грицай І.С. Підвищення технічного рівня передач приладів на основі зубчастого зачеплення синусоїдального профілю // Тези доповідей 6-ї науково-технічної конференції "Приладобудування 2007: стан і перспективи". – 24-25 квітня 2007 р., м.Київ. – С.108-109. 7. Грицай І.С., Литвиняк Я.М., Кук А.М. Застосування дискових фрез із рухомою віссю обертання для покращення техніко-економічних показників виготовлення циліндричних зубчастих коліс // Інструменти та інструментальне виробництво: Матеріали першої науково-практичної конференції. Львів, 24-25 жовтня. Зб. наук. статей. – Львів, ЛьвівНТЕІ, 2007. – С.31-32. 7. I. Gritsay. Sinusoidale Zahnradubersetzung als Alternative zur traditionellen ubersetzung und die Neue Schneidmethode von Zahnradem // "European Applied Sciences". Stuttgart, Germany. № 5-2, 2013. – S.3-5.

Надійшла (received) 10.02.2014

УДК 629.45

С.С. ГУТЫРЯ, д.т.н., профессор каф. машиноведения и деталей машин ОНПУ, Одесса;  
Ю.М. ХОМЯК, к.т.н., доцент каф. нефтегазового и химического машиностроения ОНПУ;  
Й. АРИЗА ДЕ МИГЕЛЬ, магистр, аспирант каф. машиноведения и деталей машин ОНПУ, Бильбао, Испания

### КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТАЛОСТНЫХ ТРЕЩИН В ТРУБЧАТЫХ ОСЯХ ПРИ ИЗГИБЕ С ВРАЩЕНИЕМ

Разработана конечно-элементная модель и алгоритм определения коэффициента концентрации напряжений для трубчатых осей колесных пар с галтельными переходами произвольной формы. Исследованы закономерности изменения формы фронта усталостной трещины, подтвержден эффект снижения кривизны линии фронта по мере приближения к внутренней поверхности трубчатой оси.

**Ключевые слова:** галтель, концентрация напряжений, глубина трещины.

**Актуальность задачи.** Высокие нормативные требования к надежности колесных осей грузовых и пассажирских поездов обеспечиваются подбором материала с однородными свойствами и высокими характеристиками усталостной прочности, точностью расчетных схем и совершенством конструкции, технологией изготовления и др. Объективная тенденция значительного повышения скорости движения современных пассажирских поездов (до 500км/ч и более) обуславливает необходимости поиска новых конструктивных решений для колесных осей, дальнейшего уточнения расчетных моделей с целью повышения их адекватности, а также повышения надежности технологий диагностики возникновения трещин различной природы [1, 2].

В частности, для всех электропоездов со скоростями движения более 210км/ч мировым лидером – фирмой *Shincansen*, обосновано применение колесных осей трубчатой конструкции из углеродистой стали, подвергаемых индукционной закалке. При этом наличие центрального отверстия  $d=60$ мм, предназначенного для периодического контроля отсутствия трещин, обеспечивает также повышение усталостной прочности оси за счет улучшения обрабатываемости детали. Расчетный коэффициент безопасности для трубчатых осей повышен по сравнению со сплошной осью от 1,5 до 2,39...2,58 [3].

Из опыта эксплуатации колесных пар скоростных электропоездов установлено, что основными причинами возникновения усталостных трещин в осях являются [4]:

- сочетание высоких изгибных напряжений с контактными, а также фреттинг-коррозия на участках пресовых соединений;
- концентрация изгибных напряжений на участках осей вблизи кольцевых канавок и галтельных переходов.

**Цель исследования.** Учитывая, что вероятность ускоренного развития локальных глубоких трещин в трубчатых осях гораздо выше, чем в сплошных из-за пониженного сопротивления сечения по мере приближения к внутренней поверхности, исследование особенностей развития эллиптических трещин в таких конструкциях представляется актуальным. Наличие соответствующих моделей позволяет не только уточнить прогноз зарождения трещины и оптимизировать периодичность контроля осей в эксплуатации, но также

© С.С. Гутьря, Ю.М. Хомяк, Й. Ариза Де Мигель, 2014

уточнить расчетные значения коэффициентов безопасности колесных осей для первых скоростных отечественных электропоездов типа ЭКр.

**Методы решения.** Для обоснования расчетных моделей и верификации их точности путем сопоставления с результатами испытаний на опытных образцах наибольшее распространение в практике проектирования вагонных осей производства ведущих фирм Японии, США, ЕС, Южной Кореи и др. получил метод конечно-элементного анализа (МКЭ) с применением различных программных комплексов, например, *ABACUS*, *ANSYS* и др. [4, 5].

Характерные размеры оси *Shincansen* серии 500 на участке с галтелью (рисунк 1):  $D_1=194\text{мм}$ ,  $D=174\text{мм}$ ,  $d=60\text{мм}$ , радиус галтели  $\rho=100\text{мм}$ , коэффициент пустотелости  $k_h=d/D=0,345$ . Для моделирования трещины на КЭ-модели выполнен узкий надрез шириной 1мм. Разрез расположен на границе между торидальной и цилиндрической поверхностями оси (точка *K* на рисунке 1).

Форма линии "фронта" принята эллиптической, что характерно для высоконагруженных конструкций валов и осей с незначительной концентрацией напряжений у ступенчатой оси с галтельным переходом большого радиуса. Типовая геометрия аналогичных усталостных трещин обоснована результатами макрофрактографического анализа (рисунк 2).

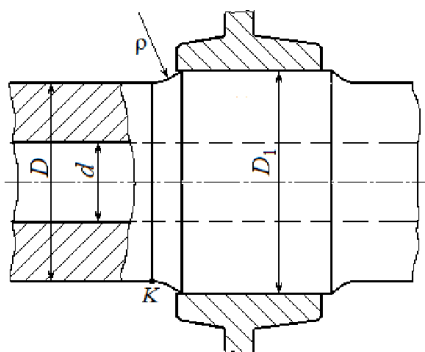


Рисунок 1 – Расчетная схема фрагмента трубчатой оси с галтелью



Рисунок 2 – Фрактограмма усталостного излома колесной оси электропоезда [4]

**Материалы исследований.** Максимальный изгибающий момент возникает на участке оси между колесной парой, где наблюдается деформация чистого изгиба с вращением и действуют нормальные напряжения  $\sigma_b$ , изменяющиеся по симметричному циклу до момента возникновения трещины.

Расчетный изгибающий момент  $M_p$  в т. *K* включает слагаемые, учитывающие основные геометрические параметры колесной пары, нагрузочные характеристики (рисунк 3) и эксплуатационные факторы при скорости поезда до 350км/ч [3]:

$$M_p = M_1 + M_2 + M_3;$$

$$M_1 = 0,25(j-g)W; \quad M_2 = \alpha_v \cdot M_1; \quad M_3 = P \cdot r + Q_0 \cdot (a+l) - R_0 \cdot y;$$

$$\sigma_b = m \cdot (M_1 + M_2 + M_3) / Z; \quad Q_0 = P \cdot (h-j); \quad R_0 = (h+r) \cdot P / g; \quad P = W \cdot \alpha_L, \quad (1)$$

где  $m$  – нормативный коэффициент безопасности.

Значения коэффициентов, учитывающих вертикальные и горизонтальные ускорения для скоростей движения  $V=200...350\text{км/ч}$ , приняты линейно зависящими от скорости  $V$  [3]:

$$\alpha_v = 0,0027 \cdot V = 0,540...0,945; \quad \alpha_L = 0,0030 + 0,00060 \cdot V = 0,15...0,24.$$

Осевой момент сопротивления поперечного сечения трубчатой оси равен

$$Z = \pi D^3 (1 - k_h^4) / 32, \quad (2)$$

где  $k_h = d/D$  – коэффициент пустотелости.

При указанных значениях диаметров оси получено  $Z=509875\text{мм}^3$ .

Для скорости 300км/ч при нормативной нагрузке вагона получен расчетный изгибающий момент в оси  $M_p=16670\text{Н}\cdot\text{м}$ . При коэффициенте безопасности  $m=2,4$  принято в расчет значение  $M_{из}=40000\text{Н}\cdot\text{м}$ . Соответствующие номинальные напряжения изгиба равны  $\sigma_b=78,5\text{МПа}$ .

Для вычисления истинных значений напряжений в окрестности галтели с учетом эффекта концентрации использован программный комплекс *Autodesk Inventor 2011*. Для расчета взят фрагмент оси длиной  $L=350\text{мм}$ . Граничные условия: неподвижное закрепление на левом торце и нагружение распределенным моментом  $M_{из}=40\text{кН}\cdot\text{м}$  на правом торце. Форма конечных элементов – шестигранные призмы с 20-ю узлами, количество которых – 2750 (рисунк 4).

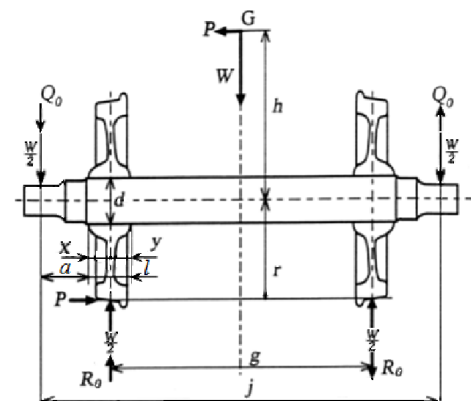


Рисунок 3 – Схема геометрических и нагрузочных параметров колесной пары

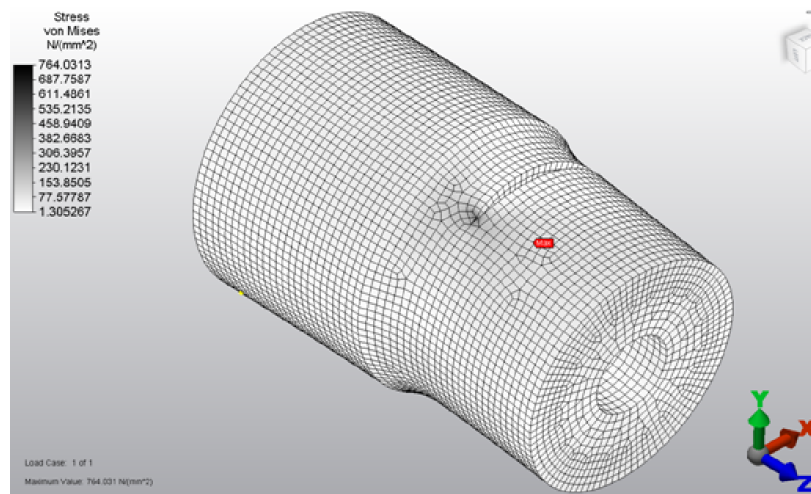


Рисунок 4 – МКЭ-модель участка галтельного перехода трубчатой оси с трещиной

Максимальная величина напряжений в галтели оси в результате расчетов по КЭ-модели составила  $\sigma_b=91,8$  МПа. Таким образом, коэффициент концентрации напряжений в галтели данной оси  $\alpha_c=91,8/78,5=1,17$ . Этот факт обоснован принципом Сен-Венана. Анализ фрагмента вместо целой оси упростило моделирование, сократил время вычислений и обеспечил наглядность решения.

Для оценки адекватности КЭ-модели использована известная зависимость Г. Нейбера для вычисления коэффициента  $\alpha_c$  в галтелях сплошных валов в виде

$$\alpha_c = 1 + \left[ \frac{0,62}{(t/\rho)} + 5,8 \frac{(1+a/\rho)^2}{(a/\rho)^3} + \frac{0,2}{(t/\rho)^3} \cdot \frac{a/\rho}{a/\rho+t/\rho} \right]^{-1/2} = 1,07, \quad (3)$$

где  $a=0,5D=87$  мм;  $t=0,5(D_1-D)=10$  мм;  $a/\rho=0,87$ ;  $t/\rho=0,1$ .

Формула (3) по отношению к полученному численному результату дает погрешность 9,3% в сторону занижения.

Возникновение и развитие усталостных трещин резко увеличивает концентрацию напряжений, т.к. трещина является острым концентратором и в ее вершине теоретическое решение линейной механики разрушения дает бесконечно большие напряжения. В связи с этим выполнен сравнительный КЭ-анализ поврежденности трубчатой оси при различных размерах тупой трещины с эллиптической формой фронта.

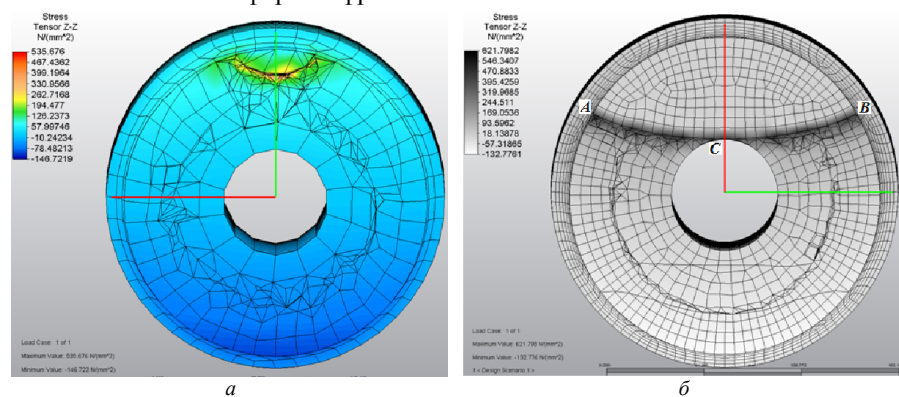


Рисунок 5 – КЭ-модель трубчатой оси с эллиптической трещиной в сечении с галтелью:

$a$  – при глубине трещины 15 мм;  $b$  – 57 мм

Глубина трещины принята ступенчато возрастающей:  $b=15$  мм; 30 мм; 57 мм. Форма КЭ – шестигранные призмы и тетраэдры с 20-ю и 10-ю узлами соответственно. Выполнена оценка влияния вращения оси на величину напряжений в характерных точках фронта трещины. Установлено, что при вращении по часовой стрелке напряжения в т. А трещины заметно возрастают, а при достижении угла поворота  $\gamma=90^\circ$  становятся меньше, чем для начального положения  $0^\circ$  (рисунок 6). Напряжения в точках В и С при этом уменьшаются, оставаясь меньше, чем в т. А. Для положения трещины при повороте на угол более  $270^\circ$  напряжения в т. В достигают такого же максимума, как на кривой 1 для т. А. При этом в т. С напряжения не возрастают более их максимального значения при  $0^\circ$ . Аналогичная закономерность установлена и для трещин с глубинами 15 мм и 30 мм. Следовательно, скорость развития трещины на флангах (вблизи точек А и В) при усталостном разрушении выше, чем в

центре и ее фронт постепенно выпрямляется. Этот эффект проявляется слабее для трубчатых осей по сравнению со сплошными, т.к жесткость “живого сечения” в центре фронта трещины при подходе к внутренней поверхности снижается. После пересечения внутренней поверхности оси трещина распространяется по двум эллиптическим линиям фронта (рисунок 2).

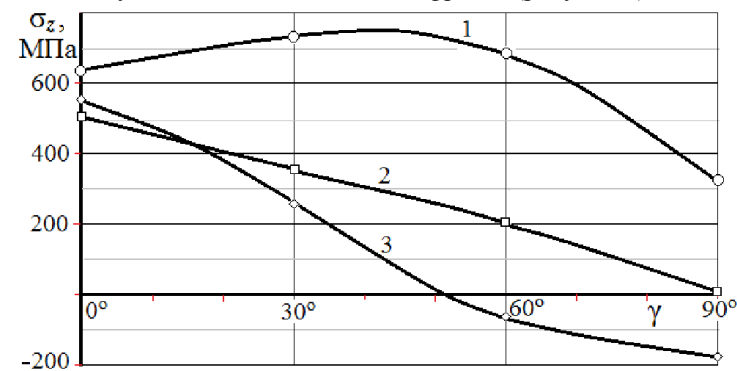


Рисунок 6 – Графики напряжений в характерных точках линии фронта трещины для трубчатой оси при изгибе с вращением: кривая 1 для т. А; 2 – т. В; 3 – т. С

Алгоритм расчета коэффициента концентрации напряжений в галтелях трубчатых колесных осей, основанный на использовании МКЭ, является точным и достаточно универсальным, следовательно, может применяться для определения коэффициента  $\alpha_c$  в галтелях осей производства фирм ЕС, у которых поверхность перехода имеет более плавную геометрию с переменной кривизной [6].

#### Выводы:

1. Разработан алгоритм численно-аналитического определения теоретического коэффициента концентрации напряжений для трубчатых осей колесных пар с галтелями перехода произвольной формы.
2. Обоснована возможность фрагментации колесной оси на участки относительно небольшой длины, что практически не влияет на точность результатов расчетов.
3. На основе предложенной КЭ-модели исследован характер изменения скорости распространения в различных точках фронта усталостной трещины, в результате подтвержден эффект снижения кривизны линии фронта по мере приближения к внутренней поверхности трубчатой оси.

**Список литературы:** 1. Ariza De Miguel, J. Tensiones en ejes huecos con una grieta superficial bajo flexion rotativa / J. Ariza De Miguel, S.S. Gutyrva, Yu.M. Jomyak // Revista de Ingenieria DYNA, Bilbao, Spain, Enero-Febrero 2014. – Vol.91, №1. – P.10-14. 2. Hirakawa K. The analysis and prevention of failure in railway axles / K. Hirakawa, K. Toyama, M. Kubota // Int. J. Fatigue, 1998. – Vol.20, No.2. – P.135-144. 3. Makino T. Review of the fatigue damage tolerance of high speed railway axles in Japan / Makino, T., Kato, T., Hirakawa, K. // Engineering Fracture Mechanics. – 2009. – 24p. 4. Madia M. An investigation on the influence of rotary bending and press fitting on stress intensity factors and fatigue crack growth in railway axles / M. Madia, S. Beretta, U. Zerbst // Engineering Fracture Mechanics. – 2008. – Vol.75. – P.1906-1920. 5. Zerbst, U. Safe life and damage tolerance aspects of railway axles / U. Zerbst, S. Beretta, G. Köhler, etc. // Engineering Fracture Mechanics. – 2012. – 99p. 6. EN 13103:2009+A2. European standard. Railway applications. – Wheelsets and bogies. – Non powered axles. – Design method. – Brussels, 2013. – 46p.

Поступила (received) 15.02.2014