

Т. А. Патрина, С. К. Степанов

РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ КОНИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА ПРИ НАПРЯЖЕНИЯХ, ПЕРЕМЕННЫХ ВО ВРЕМЕНИ

*Санкт-Петербургский государственный электротехнический университет
«ЛЭТИ» им. В. И. Ульянова (Ленина), Санкт-Петербург, Россия*

Аннотация. Авторами статьи выполнен проверочный расчет на контактную выносливость поверхностей зубьев и выносливость на изгиб конического косозубого редуктора с учетом динамической нагрузки. Редуктор применяется в агротехнике для преобразования крутящего момента, изменения частоты вращения и передачи его другим агрегатам. В статье представлен анализ результатов прочностного расчета деталей механизма с применением компьютерного моделирования усталостного разрушения в САПР Компас 3D, САЕ-системе АРМ WinMachine, начиная с возникновения первых микротрещин на поверхности, внутри деталей и заканчивая разрушением от усталости. Прочностные свойства деталей зависят от геометрических размеров, состояния поверхности, способа обработки поверхностей и ряда других факторов. Предложенная авторами статьи методика прочностного анализа на основе динамических расчетов максимальных, контактных и изгибных напряжений, переменных во времени в материалах деталей редуктора с учетом состояния поверхности зубьев в процессе эксплуатации, с применением аналитических и компьютерных методов позволяет уменьшить вероятность зарождения усталостных трещин, остановить их дальнейший рост.

Ключевые слова: механика деформированного твердого тела, теория механизмов и машин, усталостное разрушение, прочность материалов при переменных напряжениях, трехмерное проектирование в Компас 3D V.21, САЕ-система АРМ WinMachine, статический и динамический прочностной анализ материалов по контактным напряжениям и напряжениям при изгибе

Патрина Татьяна Александровна, кандидат технических наук, доцент;
email: nessionok@gmail.com

Степанов Сергей Константинович, кандидат технических наук, доцент;
email: Stepser00@mail.ru

для цитирования: Патрина Т. А. Степанов С. К. Расчеты на прочность конического редуктора при напряжениях, переменных во времени // Вестник Чувашского государственного педагогического университета им. И.Я. Яковлева. Серия: Механика предельного состояния. 2024. № 2(60). С. 5–23. DOI: 10.37972/chgpu.2024.60.2.001 EDN: XWGILD

Статья опубликована на условиях лицензии Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY 4.0).

T. A. Patrina, S. K. Stepanov

STRENGTH CALCULATIONS OF THE CONICAL GEARBOX AT STRESSES VARIABLE OVER TIME

St. Petersburg State Electrotechnical University "LETI" named after V.I. Ulyanov (Lenin), Saint-Petersburg, Russia

Abstract. The authors of the article conducted a verification calculation on the contact fatigue endurance of gear tooth surfaces and the bending fatigue endurance of a bevel helical gearbox considering dynamic loads. The gearbox is used in agricultural machinery to transform torque, change rotational speed, and transmit it to other units. The article presents an analysis of the strength calculation results of the mechanism's parts using computer modeling of fatigue failure in the CAD system Kompas 3D and the CAE system APM WinMachine, from the occurrence of the first microcracks on the surface and within the parts to fatigue failure. The strength properties of the parts depend on geometric dimensions, surface condition, processing method, and several other factors. The methodology proposed by the authors for strength analysis, based on dynamic calculations of maximum, contact, and bending stresses varying over time in the materials of the gearbox parts, considering the surface condition of the teeth during operation, using analytical and computer methods, allows reducing the probability of fatigue crack initiation and stopping their further growth.

Keywords: mechanics of deformed solid body, theory of mechanisms and machines, fatigue failure, material strength under variable stresses, three-dimensional design in Compass 3D V.21, CAE system APM WinMachine, static and dynamic strength analysis of materials under contact stresses and bending stresses

Patrina Tatiana Aleksandrovna, PhD, Associate professor; e-mail: nessionok@gmail.com

Stepanov Sergey Konstantinovich, PhD, Associate professor; e-mail: Stepser00@mail.ru

to cite this article: Patrina T. A., Stepanov S. K. Strength calculations of the conical gearbox at stresses variable over time // Vestn. Chuvash. Gos. Ped. Univ. im. I.Ya. Yakovleva Ser.: Mekh. Pred. Sost. 2024. No 2(60). p. 5–23. DOI: 10.37972/chgpu.2024.60.2.001 EDN: XWGILD

This is an open access article distributed under the terms of Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC-BY 4.0)

Введение. Эксплуатация оборудования и техники в сельском хозяйстве происходит в неблагоприятных климатических условиях, на непокрытых и незащищенных территориях, при повышенной влажности и запыленности. Что может привести к усилению рабочего шума, перегреву, преждевременному износу и выходу из строя агротехники. Поэтому качество изготовления деталей и высокая производительность агротехники имеют большое значение и требуют совершенствования и модернизации их конструкций. Широкое применение в сельском хозяйстве получили редукторы конической передачи, преобразующие крутящий момент, изменяя частоту вращения и передающие его другим агрегатам. Можно выделить основные преимущества конических колес с круговыми зубьями: относительная бесшумность, плавность работы и высокая несущая способность. Зацепление деталей конической передачи происходит по некоторой площадке контакта, благодаря которой идет распределение контактной нагрузки по ней.

Редуктор конической передачи работает в основном при переменных напряжениях, которые многократно изменяются во времени. Работа в таком режиме может привести к разрушению деталей при значительно меньших напряжениях, чем при статическом напряжении. Экспериментальные исследования механических свойств материалов при напряжениях, переменных во времени, показали, что разрушение начинается с появлением микротрещин в наиболее нагруженной зоне, микротрещины постепенно развиваются и множатся, и далее приводят к разрушению от усталости.

Увеличение размеров и числа этих трещин сокращают объем полноценного материала детали. Конец каждой трещины образует зону возникновения больших напряжений, что приводит к появлению новых трещин. Прочностные свойства деталей зависят от геометрических размеров, состояния поверхности, способа обработки поверхностей и ряда других факторов. Процесс образования трещин сложен при переменных напряжениях. Иногда зона появления трещин возникает на поверхности детали, в других случаях — внутри материала.

Рентгенологические исследования металлов не обнаруживают значительных различий в механизме усталостного разрушения при статическом и динамическом напряжениях. Данные исследования позволяют проследить изменения в структуре при небольших нагружениях, выявить заметные деформации в структуре материалов при увеличении значений напряжений.

Аналитические расчеты на основе методов теории машин и механизмов позволяют выполнить проверочный расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев и выносливость при изгибе, учитывая динамическую нагрузку. Данные исследования являются трудоемкими.

Применение систем автоматизированного проектирования (САПР) упрощает прочностные исследования материалов при переменных напряжениях. Путем построения геометрических и расчетных моделей деталей стало возможно проводить многовариантные динамические и статические исследования роста трещин, давать прогнозы прочности материалов с учетом различных случайных

причин. Данные исследования являются актуальными, так как для повышения несущей способности и увеличения сроков эксплуатации агротехники крайне важно вовремя провести ряд мероприятий для повышения прочностных свойств материалов.

Экспериментальные исследования прочностных характеристик образца из стали марки 40Х с концентраторами напряжений выполнены при поддержке федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова». Для реализации поставленных целей были задействованы система автоматизированного проектирования (САПР) Компас 3D отечественной компании АСКОН и российская САЕ-система АРМ WinMachine.

1. Зависимость прочности деталей редуктора при переменных напряжениях от структуры их материалов Технические металлы и сплавы, из которых изготавливают конические редукторы, например, сталь марки 40Х, состоят из множества зерен-кристаллитов произвольно ориентированных относительно друг друга. Наиболее прочные материалы с мелкозернистой структурой. При изучении механических свойств больших размеров образцов, деталей считают материал изотропным, однородным и без пустот. Металлы небольших объемов не считают однородными с сохранением механических свойств при различном делении, свойства отдельных зерен проявляются в зависимости от ориентации кристаллических осей и зависят от того, как они соединены друг с другом. Пластическая деформация при такой структуре складывается из пластической деформации кристаллитов. Разрушение связей по границам зерен ведет к хрупкому разрушению. Положение плоскостей, по которым атомные слои имеют более легкую возможность скольжения относительно направления внешней нагрузки, в разных кристаллитах различно, поэтому они не все одновременно пластически деформируются. Например, наибольшее число зерен одновременно вступает в пластическую деформацию посредством скольжения в поликристаллическом металле, кристаллиты которого имеют кубическую гранцентрированную решетку [1, с. 22]. Пластическая деформация поликристалла может переходить из одного зерна в другое при благоприятном положении плоскостей скольжения.

Дислокации в кристаллитах зарождаются при образовании на границе микротрещины, которая представляет собой концентратор напряжений, способный создать новую дислокацию в соседнем зерне [2, с. 13]. Чем больше разориентация зерен, тем сложнее переход дефекта из одного из них в соседнее. Так пластическая деформация переходит из одного кристаллита в другой, и ею захватывается целая область поликристаллического сплава. Это объясняет более высокую прочность мелкозернистой структуры поликристаллического металла, по сравнению с крупнозернистой.

Трещины могут появляться не только внутри кристаллических зерен. Источником их появления могут быть внешние причины - надрезы, дефекты структуры материала, сечения, содержащие концентраторы напряжений конструктивного характера. Часто первые трещины возникают в местах действия внешних сил.

Прочностные свойства материалов в свою очередь зависят от значений самоуравновешенных внутренних напряжений ненагруженных тел [1, с. 24]. Они возникают на начальном этапе – при изготовлении элемента или конструкции (во время проката материала и остывания его после проката; при остывании отливки; в процессе соединения частей конструкции посредством сварки и т. п.).

Внутренние напряжения могут возникнуть во время работы механизма. Например, в результате деформации изделия с доведением напряжений до величины, сравнимой с пределом текучести, и последующей разгрузки.

Эффект Баушингера имеет важное практическое значение при циклической деформации металлов и сплавов, влияя на появление трещин на поверхности конических зубчатых колес редуктора [3].

После нагружения тела до возникновения в некоторых кристаллитах пластических деформаций и разгрузки, возникают остаточные напряжения. Далее, при приложении к телу нагрузки противоположного знака, возникшие уже в теле начальные напряжения снижают сопротивление пластическим деформациям.

В рабочем режиме редуктор конической передачи работает так, что контактной поверхностью является выпуклая сторона эвольвентной поверхности зуба. А в режиме запуска двигателя контакт происходит по противоположной вогнутой стороне.

Таким образом, здесь реализуется ситуация, описанная в эффекте Баушингера: после нагружения материала до текучести, разгрузка и нагружение напряжениями противоположного знака явление текучести начнется уже при более низком уровне напряжений из-за действия остаточных напряжений, появившихся в материале зубчатого колеса. Предварительная химико-термическая обработка освобождает зубчатые колеса от остаточных напряжений, возникших при их изготовлении. Но остаточные напряжения, связанные с эффектом Баушингера будут возникать при каждом запуске двигателя.

Авторы металлографических и фрактографических исследований Всероссийского научно-исследовательского института авиационных материалов Государственного научного центра РФ представили микроструктуру вогнутой поверхности в области контакта после повреждения в результате наволакивания, локального налипания и выкрашивания материала, что говорит о высоких контактных нагрузках.

На основе выполненных исследований выявлено, что усталостное разрушение происходит от поверхностных дефектов в виде рисок от абразивного инструмента глубиной примерно 17 мкм, ориентированных в направлении межзубцовой впадины в зоне фасок со стороны малого модуля (рис. 1) [3].

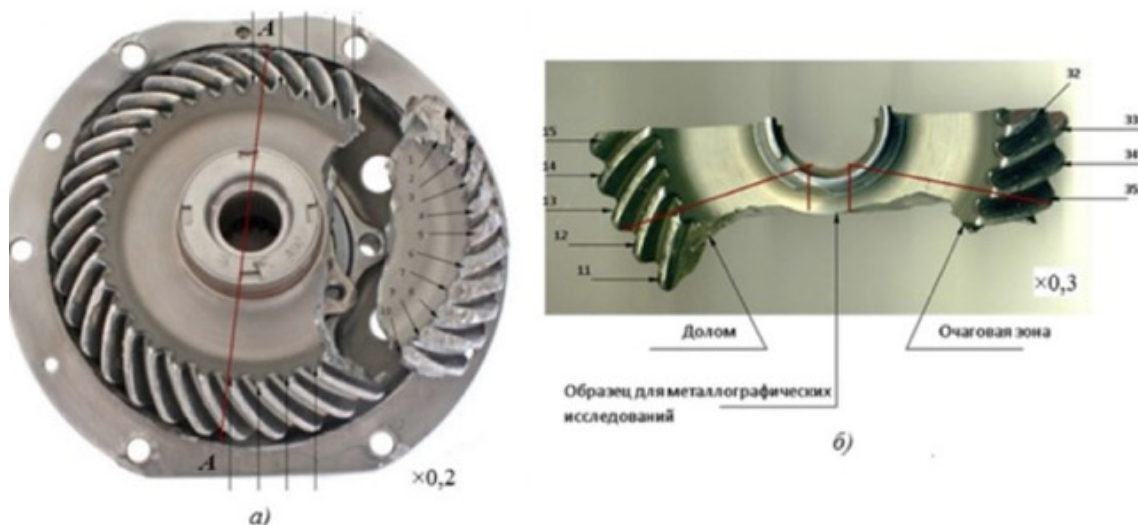


Рис. 1. Трещины усталостного разрушения по зубцовым впадинам

Как видно на рисунке 1, типичный излом, вызванный усталостью детали, имеет две различные зоны: гладкую поверхность, где развитие трещины проходило медленно и края трещины сглаживались путем трения при увеличении нагрузки; шероховатую поверхность, по которой стремительно шло разрушение [4, с. 422].

Для снижения твердости материалов, получения однородной структуры и снятия внутреннего напряжения материалов применяют отпуск сталей.

Авторами статьи были проведены экспериментальные испытания на ударный изгиб стандартных образцов сечением 10x10 мм с концентратором U-образной формы радиусом 1 мм из стали 40Х, чтобы проверить как влияет температура отпуска на ударную вязкость: образец без отпуска, образцы с температурой отпуска 350 °С и 600 °С. В результате испытания было отмечено, что отпуск до 350 °С мало влияет на ударную вязкость, которая без отпуска и при температуре 350 составляет 57 и 59 Дж/см². С дальнейшим увеличением температуры ударная вязкость падает, происходит понижение механических свойств, а после температурного отпуска 500 °С ударная вязкость растет. Зерна материала укрупняются с повышением температуры и времени выдержки. При температуре 600 °С ударная вязкость материала равна 69 Дж/см². Прочностные свойства материала падают с увеличением температуры, а пластичность увеличивается. Результаты эксперимента совпадают с подобными исследованиями, освещенными в отечественных и зарубежных научных источниках [5–8].

2. Аналитический расчет прочности материалов конической косо-зубой передачи при переменных напряжениях Исходные данные:

1. Передаточное число $u=1,86$.
2. Частота вращения шестерни $n_1 = 50$ об/сек и колеса $n_2 = 27$ об/сек.
3. Вращающие моменты на шестерне $M_1 = 550$ Н·м и колеса $M_2 = 967$ Н·м.
4. Ресурс работы 4000 часов за срок службы.
5. Межосевой угол $\Sigma = 45^\circ$.
6. Коэффициент перегрузки $K_n = 1,5$.
7. $z_1 = 21$ — количество зубьев шестерни, $z_2 = 39$ — количество зубьев колеса.

2.1. Энерго-кинематический расчет привода

$M_1 = 550$ Н·м — крутящий момент на валах привода. $n_2 = 27$ об/сек — частота вращения выходного вала. 1. Общий КПД двигателя: $\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{подшип}}^m \cdot \eta_{\text{конич.з.}}$, где $\eta_{\text{подшип}}^m$ — КПД пары подшипников, m — число пар подшипников привода ($\eta_{\text{подшип}}^m = 0,99^2$); $\eta_{\text{конич.з.}}$ — КПД конической передачи ($\eta_{\text{конич.з.}} = 0,97$). $\eta_{\text{общ}} = 0,99^2 \cdot 0,97 = 0,95$.

1. Общий КПД двигателя: $\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{подшип}}^m \cdot \eta_{\text{конич.з.}}$, где $\eta_{\text{подшип}}^m$ — КПД пары подшипников, m — число пар подшипников привода ($\eta_{\text{подшип}}^m = 0,99^2$); $\eta_{\text{конич.з.}}$ — КПД конической передачи ($\eta_{\text{конич.з.}} = 0,97$). $\eta_{\text{общ}} = 0,99^2 \cdot 0,97 = 0,95$.

2. Передаточное число механизма $U_{1-k} = z_2/z_1$, $U_{1-k} = 39/21 = 1,86$. Крутящий момент на выходном валу равен: $M_2 = M_1 \cdot u_{1-k} \cdot \eta_{\text{общ}} \cdot M_2 = 550 \cdot 1,86 \cdot 0,95 = 967$ Н·м.

3. Частота вращения вала электродвигателя равна $n_1 = n_2 \cdot U_{1-k}$. $n_1 = 27 \cdot 1,86 = 50$ об/сек.

4. Мощность на выходном валу $N_{\text{вых}} = 2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot M_2$. $N_{\text{вых}} = 2 \cdot 3,14 \cdot 27 \cdot 967 = 164$ кВт.

5. Требуемая (расчетная) мощность электродвигателя $N_1 = N_{\text{вых}}/\eta_{\text{общ}}$. $N_1 = 164/0,95 = 172,6$ кВт. По условиям расчета можно выбрать двигатель АИС355SMA2 250 кВт 3000 об/мин, АИР355S2 250 кВт 2980 об/мин, электродвигатель на 300 кВт.

2.2. Проектировочный расчет на контактную выносливость

1. Материалы и способы термообработки зубчатых колес. Материал шестерни сталь 40Х, колеса — сталь 40Х; Способ термической обработки: шестерни — объемная закалка; твердость поверхностей зубьев 40HRC - 372 HV - 392 HV; колеса — закалка при нагреве ТВЧ, закаленный слой повторяет очертания впадины 43 HRC - 410HV - 424HV;

2. Коэффициент ширины зубчатого венца $K_{be} = 1,2/(u + 0,6) = 1,2/(1,86 + 0,6) = 0,49$. Так как $K_{be} > 0,3$, принимаем $K_{be} = 0,3$.

3. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, $K_{H\beta} = 1,25$.

4. Предварительное значение коэффициента $K'_{H\nu}$, учитывающего динамическую нагрузку, определяется по формуле: $K'_{H\nu} = 0,97 + 0,00014 \cdot n_1 = 0,97 + 0,00014 \cdot 3000 = 1,39$.

5. Коэффициенты запаса прочности: для шестерни при объемной закалке и колеса с поверхностным упрочнением зубьев принимаем $S_{H1} = 1,1$ и $S_{H2} = 1,2$.

6. Предел контактной выносливости $\sigma_{H \lim b}$, МПа: для закаленной шестерни $\sigma_{H \lim b1} = 17 \cdot H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 40 + 200 = 880$ МПа; для колеса: $\sigma_{H \lim b2} = 17 \cdot H_{HRC} + 200 = 17 \cdot 43 + 200 = 931$ МПа.

7. Суммарное число циклов перемены напряжений N_K при постоянной нагрузке определяется следующим образом: $N_K = 60 \cdot c \cdot n \cdot t$, где c – число зубчатых колес, сцепляющихся с рассчитываемым зубчатым колесом, n – частота вращения, рассчитываемого зубчатого колеса, об/мин, t – срок службы передачи, в часах. $N_{K2} = 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot 1 \cdot 1621 \cdot 4000 = 333000000 = 38,9 \cdot 10^7$ циклов. $N_{K1} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot t = 60 \cdot 1 \cdot 3000 \cdot 4000 = 72 \cdot 10^7$ циклов.

8. Базовые числа циклов напряжений, соответствующие пределу выносливости, определяются по формулам [9, с. 8–10]:

$$N_{H \lim 1} = 30 \cdot H_{HB1}^{2,4} = 30 \cdot 372^{2,4} = 4,43 \cdot 10^7 \text{ циклов.}$$

$$N_{H \lim 2} = 30 \cdot H_{HB2}^{2,4} = 30 \cdot 410^{2,4} = 55,95 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

9. Так как $N_{K1} > N_{H \lim 1}$ определяем коэффициент долговечности Z_{N1} :

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{N_{H \lim 1}}{N_{K1}}} = \sqrt[20]{\frac{4,43 \cdot 10^7}{72 \cdot 10^7}} = 0,86.$$

При $N_{K2} < N_{H \lim 2}$ коэффициент долговечности находится следующим образом:

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim 2}}{N_{K2}}} = \sqrt[6]{\frac{55,95 \cdot 10^6}{38,9 \cdot 10^7}} = 1,06.$$

10. Используя полученные данные, найдем допускаемые контактные напряжения σ_{HP} , МПа:

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H \lim b1}}{S_{H1}} \cdot Z_{N1} \cdot 0,9 = \frac{880}{1,1} \cdot 0,86 \cdot 0,9 = 619;$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H \lim b2}}{S_{H2}} \cdot Z_{N2} \cdot 0,9 = \frac{931}{1,2} \cdot 1,06 \cdot 0,9 = 740.$$

В качестве допускаемого напряжения в проектном расчете принимают наименьшее, т.е. $\sigma_{HP} = \sigma_{HP1} = 619$ МПа.

11. Полученные данные подставим в формулу по определению начального диаметра:

$$d_{\omega e1} \geq \frac{770}{1-0,5 \cdot K_{be}} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K'_{H\nu}}{0,85 \cdot K_{be} \cdot \sigma_{HP}^2}} = \frac{770}{1-0,5 \cdot 0,3} \cdot \sqrt[3]{\frac{550 \cdot 1,25 \cdot 1,39}{0,85 \cdot 0,3 \cdot 619^2}} = 128 \text{ мм.}$$

2.3. Расчет геометрических размеров деталей конической передачи

1. Количество зубьев шестерни $z_1 = 21$. Число зубьев колеса $z_2 = 39$.

2. Внешний окружной модуль по ГОСТ 9563-80 $m_e = 6$ мм.

3. Тогда уточненное значение внешнего делительного диаметра шестерни: $d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 6 \cdot 21 = 128$ мм. Тогда внешний делительный диаметр колеса [10, с. 182]: $d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 6 \cdot 39 = 234$ мм.

4. Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 6 \cdot 44,3 = 133 \text{ мм, где}$$

$$\delta_1 = \arctg(u) = 28,393^\circ. \delta_2 = 45 - \delta_1 = 45 - 28,393 = 16,607^\circ.$$

5. Ширина зубчатого венца $b_\omega = R_e \cdot K_{be} = 133 \cdot 0,3 = 39,9$ мм.

6. Среднее конусное расстояние $R_m = R_e - 0,5 \cdot b_\omega = 133 - 0,5 \cdot 39,9 = 113$ мм.

7. Средний окружной модуль $m_m = m_e \cdot R_m / R_e = 6 \cdot 113 / 133 = 5$ мм.

8. Средние делительные диаметры: $d_{m1} = m_m \cdot z_1 = 5 \cdot 21 = 105$ мм, $d_{m2} = m_m \cdot z_2 = 5 \cdot 39 = 195$ мм.

9. Определим окружную скорость зубчатых колес, м/с: $\nu_m = (\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1)/1000 = (3,14 \cdot 105 \cdot 50)/1000 = 16,5$ м/с. По окружной скорости колес назначаем 6-ю степень точности зубчатых колес [11, с. 39].

10. Внешний торцовый модуль: $m_{te} = d_{e1}/z_1 = 128/21 = 6$ мм.

11. Внешняя высота зуба: $h_e = 2m_{te}(\cos \beta + 0,1) = 2 \cdot 6 \cdot (0,8 + 0,1) = 10,8$ мм, где средний угол наклона зуба $\beta_n = 30..40^\circ$.

12. Коэффициент радиального смещения с учетом передаточного числа и числа зубьев шестерни $x_1 = 0,22$.

Внешняя высота головки зуба: $h_{ae1} = m_{te} \cos \beta \cdot (1 + x_1) = 6 \cdot 0,8 \cdot (1 + 0,22) = 5,86$ мм; $h_{ae2} = 2m_{te} \cos \beta - h_{ae1} = 3,74$ мм.

13. Внешняя высота ножки зуба: $h_{fe1} = h_e - h_{ae1} = 10,8 - 5,86 = 4,94$ мм; $h_{fe2} = h_e - h_{ae2} = 10,8 - 3,74 = 7,06$ мм.

2.4. Проверочный расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

Определение расчетного контактного напряжения

1. Коэффициент Z_ε , учитывающий суммарную длину контактных линий:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})]}} = \sqrt{\frac{1}{0,95 \cdot [1,88 - 3,2 \cdot (\frac{1}{21} + \frac{1}{39})]}} = 0,8,$$

2. Коэффициент Z_H , учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, с учетом того, что колеса изготовлены без смещения, принимаем $Z_H = 1,76$.

3. Удельная окружная динамическая сила $\omega_{H\nu}$, $\omega_{H\nu} = \delta_H \cdot g_0 \cdot \nu_m \sqrt{\frac{d_{m1} + d_{m2}}{2 \cdot u}} = 0,04 \cdot 4,2 \cdot 16,5 \cdot \sqrt{\frac{105 + 195}{2 \cdot 1,86}} = 24,9$, где $\delta_H = 0,04$ – коэффициент, учитывающий влияние зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев; $g_0 = 4,2$ – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса.

Коэффициент $K_{H\nu}$, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении:

$$K_{H\nu} = 1 + \frac{\omega_{H\nu} \cdot b_\omega \cdot d_{m1}}{2000 \cdot M_1 \cdot K_{H\beta}} = 1 + \frac{24,9 \cdot 39,9 \cdot 105}{2000 \cdot 550 \cdot 1,25} = 1,075.$$

4. Удельная расчетная нагрузка ω_{Ht} :

$$\omega_{Ht} = \frac{2000 \cdot M_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}}{b_\omega \cdot (1 - 0,5K_{be}) \cdot d_{\omega e1} \cdot \cos \delta_1} = \frac{2000 \cdot 550 \cdot 1,25 \cdot 1,075}{39,9 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,3) \cdot 128 \cdot \cos 28,393^\circ} = 387 \text{ МПа.}$$

Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес для стали, равен 190.

Контактное напряжение в полюсе зацепления σ_H (МПа):

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \sin \Sigma}{0,85(1 - 0,5K_{be})d_{\omega e1} \sin \delta_2}} = 1,76 \cdot 190 \cdot 0,8 \sqrt{\frac{387 \cdot \sin 45^\circ}{0,85(1 - 0,5 \cdot 0,3) \cdot 128 \cdot \sin 16,607^\circ}} = 665.$$

Допускаемые контактные напряжения в проверочном расчете

1. Коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев $Z_R = 0,9$.

2. Коэффициент Z_ν , учитывающий окружную скорость, при $H > 350$ НВ

$$Z_{\nu 1} = Z_{\nu 2} = 0,925 \cdot \nu^{0,05} = 0,925 \cdot 16,5^{0,05} = 1,07.$$

3. Коэффициент Z_L , учитывающий влияние смазки, при отсутствии экспериментальных данных принимаем $Z_L = 1$.

4. Коэффициент Z_X , учитывающий размер зубчатого колеса: так как $d_1 < 700$ и $d_2 < 700$, то $Z_{X1} = 1$ и $Z_{X2} = 1$.

5. Тогда допускаемые контактные напряжения, МПа [13, с. 150]:

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H\lim 1} Z_{N1}}{S_{H1}} Z_R Z_{\nu 1} Z_L Z_{X1} = \frac{880 \cdot 0,86}{1,1} 0,9 \cdot 1,07 \cdot 1 \cdot 1 = 662,55 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H\lim 2} Z_{N2}}{S_{H2}} Z_R Z_{\nu 2} Z_L Z_{X2} = \frac{931 \cdot 1,06}{1,2} 0,9 \cdot 1,07 \cdot 1 \cdot 1 = 792 \text{ МПа}.$$

6. В качестве допускаемого контактного напряжения передачи, которое сопоставляют с расчетным, принимают наименьшее: $\sigma_{HP} = \sigma_{HP\min} = \sigma_{HP1} = 662,55$ МПа.

Проверочный расчет на контактную выносливость при действии максимальной нагрузки

1. Действительное напряжение $\sigma_{H\max}$:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}} = 665 \sqrt{1,5} = 815 \text{ МПа}.$$

2. Допускаемое контактное напряжение при максимальной нагрузке, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя $\sigma_{HP\max}$, зависит от способа химико-термической обработки зубчатого колеса и от характера изменения твердости по глубине зуба. Для зубьев, подвергнутых цементации или поверхностной закалке, принимают [9, с. 18–28]:

$\sigma_{HP\max} = 2,8 \cdot \sigma_T$, где σ_T — предел текучести материала; тогда $\sigma_{HP\max 1} = 2,8 \cdot 746 = 2089$ МПа, $\sigma_{HP\max 2} = 44 \cdot H_{HRC2} = 44 \cdot 43 = 1892$ МПа.

3. Проверка условия прочности:

$$\sigma_{H\max} \leq \sigma_{HP\max 1} \rightarrow 815 \leq 2089, \text{ МПа} - \text{условие выполнено};$$

$$\sigma_{H\max} \leq \sigma_{HP\max 2} \rightarrow 815 \leq 1892, \text{ МПа} - \text{условие выполнено}.$$

2.5. Расчет зубьев на выносливость при изгибе

1. $\omega_{F\nu}$ — удельная окружная динамическая сила находится по формуле:

$$\omega_{F\nu} = 0,16 \cdot g_0 \cdot \nu_m \cdot \sqrt{\frac{d_{m1} + d_{m2}}{2u}} = 0,16 \cdot 4,2 \cdot 16,5 \cdot \sqrt{\frac{105 + 195}{2 \cdot 1,86}} = 97.$$

2. $K_{F\nu}$ — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении:

$$K_{F\nu} = 1 + \frac{\omega_{F\nu} \cdot b_{\omega} \cdot d_{m1}}{2000 \cdot M_1 \cdot K_{F\beta}} = 1 + \frac{97 \cdot 39,9 \cdot 105}{2000 \cdot 550 \cdot 1,4} = 1,26,$$

$K_{F\beta} = 1,4$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий.

3. Удельная расчетная окружная сила

$$\omega_{Ft} = \frac{2000 \cdot M_1}{b_{\omega} \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{\beta e}) \cdot d_{\omega e 1}} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\nu} = \frac{2000 \cdot 550}{39,9 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,3) \cdot 128} \cdot 1,4 \cdot 1,26 = 450,5.$$

$Y_{FS} = 3,71$ — коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений.

4. Расчетное местное напряжение при изгибе [12, с. 291]:

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot \cos \delta_1 \cdot \frac{\omega_{Ft}}{0,85 \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{\beta e}) \cdot m_e} = 3,71 \cdot 0,88 \cdot \frac{450,5}{0,85^2 \cdot 6} = 340,2 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения в проверочном расчете на изгиб

1. Для закаленной шестерни из стали марки 40X $S_{F1} = 1,7$, для колеса закаленного при нагреве в ТВЧ из стали марки 40X $S_{F2} = 1,7$.

2. $N_{F\lim}$ — базовое число циклов переменных напряжений, $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$ циклов;

Суммарное число циклов переменных напряжений $N_{K1} = 72 \cdot 10^7$, $N_{K2} = 38,9 \cdot 10^7$

Так как $N_{K1} > N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$ и $N_{K2} > N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$, то $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$.

3. Коэффициент Y_δ , учитывающий градиент напряжения и чувствительность материала к концентрации напряжений, находится в зависимости от значения модуля m_e

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \cdot \lg m_e = 1,082 - 0,172 \cdot \lg 6 = 0,948.$$

4. Коэффициент Y_R , учитывающий шероховатость переходной поверхности выбираем в зависимости от вида обработки

$$\text{для шестерни } Y_{R1} = 1,05, \text{ для колеса } Y_{R2} = 1,05.$$

5. Коэффициент Y_X , учитывающий размер зубчатого колеса:

$$Y_{X1} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_{e1} = 1,05 - 0,000125 \cdot 128 = 1,034,$$

$$Y_{X2} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_{e2} = 1,05 - 0,000125 \cdot 234 = 1,02.$$

6. Предел выносливости при отнулевом цикле изгиба $\sigma_{F\lim b}^\circ$, выбирается в зависимости от способа термической или химико-термической обработки

$$\text{для закаленной шестерни из стали 40X } \sigma_{F\lim b1}^\circ = 400 \text{ МПа,}$$

$$\text{для колеса закаленного с нагревом ТВЧ из стали 40X } = 464 \text{ МПа.}$$

7. Коэффициент учитывающий технологию изготовления принимают $Y_{T1} = Y_{T2} = 1$

8. Коэффициент Y_Z , учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса: для поковки $Y_{Z1} = 1$ и $Y_{Z2} = 1$.

9. Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба, $Y_{g1} = 1$, $Y_{g2} = 1$.

10. Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной кривой, $Y_{d1} = Y_{d2} = 1,1$.

11. Коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, $Y_A = 1$, так как происходит одностороннее приложение нагрузки.

12. Предел выносливости при отнулевом цикле изгиба:

$$\sigma_{F\lim b1} = \sigma_{F\lim b1}^\circ \cdot Y_T \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A = 400 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1 = 440 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{F\lim b2} = \sigma_{F\lim b2}^\circ \cdot Y_T \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A = 464 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1 = 510,4 \text{ МПа.}$$

13. Допускаемые напряжения σ_{FP} определяются по формуле:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F\lim b1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_\delta Y_{R1} Y_{X1} = \frac{440}{1,7} \cdot 1 \cdot 0,948 \cdot 1,05 \cdot 1,034 = 266,4 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{F\lim b2}}{S_{F2}} Y_{N2} Y_\delta Y_{R2} Y_{X2} = \frac{510,4}{1,7} \cdot 1 \cdot 0,948 \cdot 1,05 \cdot 1,02 = 304,8 \text{ МПа.}$$

Расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

1. Расчетное местное напряжение σ_{Fmax} , определяют по формуле:

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot K_{пер} = 340,2 \cdot 1,5 = 510 \text{ МПа, } \sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot K_{пер} = 340,2 \cdot 1,5 = 510 \text{ МПа.}$$

2. $S_{FSt} = 1,7$ – коэффициент запаса прочности;

Y_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса, определяется по формуле: $Y_{X1} = 1,0125 \cdot Y_{X2} = 1,034$, коэффициент $Y_{RSt} = 1$ и отношение $\frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta St}} = 1$.

σ_{FSt}° – базовое значение предельного напряжения зубьев при изгибе максимальной нагрузкой:

$$\sigma_{FSt1}^{\circ} = 1800 \text{ МПа}, \sigma_{FSt2}^{\circ} = 1620 \text{ МПа}.$$

Y_{gSt} – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба = 1,05, $Y_{gSt2} = 0,95$;

$Y_{dSt1} = 1, Y_{dSt2} = 1$ – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения.

3. Допускаемое напряжение σ_{FPmax} определяют отдельно для зубчатых колес (шестерни и колеса) по формуле. Тогда:

$$\sigma_{FSt1} = \sigma_{FSt1}^{\circ} \cdot Y_{gSt1} \cdot Y_{dSt1} = 1800 \cdot 1,05 \cdot 1 = 1890 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{FSt2} = \sigma_{FSt2}^{\circ} \cdot Y_{gSt2} \cdot Y_{dSt2} = 1620 \cdot 0,95 \cdot 1 = 1539 \text{ МПа}.$$

4. Максимальное местное напряжение при изгибе [14]:

$$\sigma_{FPmax1} = \frac{\sigma_{FSt1}}{S_{FSt}} \cdot Y_{RSt} \cdot Y_{X1} \cdot \frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} = \frac{1890}{1,7} \cdot 1 \cdot 1,0125 \cdot 1 = 1125,7 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{FPmax2} = \frac{\sigma_{FSt2}}{S_{FSt}} \cdot Y_{RSt} \cdot Y_{X2} \cdot \frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} = \frac{1620}{1,7} \cdot 1 \cdot 1,0125 \cdot 1 = 964,85 \text{ МПа}.$$

Проверка условия прочности:

$$\sigma_{Fmax1} \leq \sigma_{FPmax1} \rightarrow 510 \leq 1125,7, \text{ МПа} \text{ – условие выполнено;}$$

$$\sigma_{Fmax2} \leq \sigma_{FPmax2} \rightarrow 510 \leq 964,85, \text{ МПа} \text{ – условие выполнено.}$$

3. Компьютерное моделирование конической косозубой передачи при переменных напряжениях Используя возможности пакета Компас 3D, были получены твердотельные модели деталей конического косозубого редуктора (рис. 2).



Рис. 2. Твердотельные модели конического редуктора

Большинство аварийных разрушений деталей машин и изделий связаны с усталостным разрушением или хрупким разрушением по причине наличия усталостной трещины. Поэтому был проведен сравнительный анализ прочностных характеристик конической косозубой передачи с наличием трещины и без трещины из низколегированной стали 40X с U-образным концентратором при переменных во времени нагрузках. Уравнение Пэриса для стали 40X с U-образным концентратором напряжений было использовано в виде $dl/dN = 10^{-9} \Delta K^{3,1}$, где

N - количество трещин до разрушения детали, ΔK – коэффициент интенсивности напряжения у устья трещины, dl - длина зоны усталостного развития трещины.

На рисунке 3 приведен скриншот результата расчета максимального главного напряжения (Maximum principal stress) для модели ведущего колеса без трещины и на рисунке 4 - с трещиной. Нагружение модели начиналось с крутящего момента 550 Н·м и каждую секунду увеличивалось на 750 Н·м.

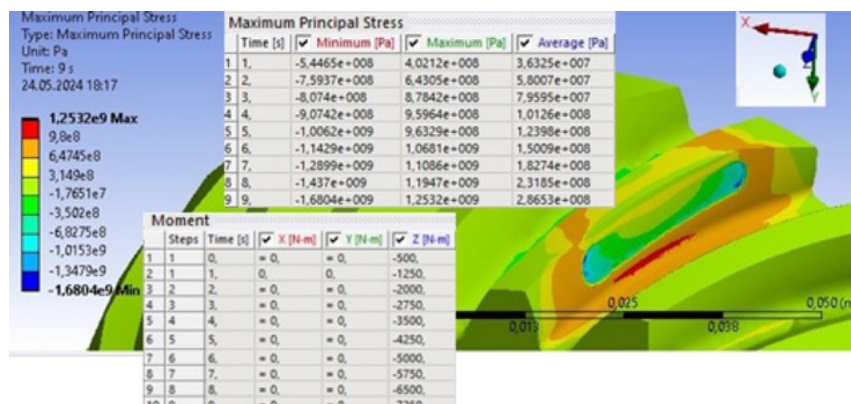


Рис. 3. Расчет главных напряжений в модели конического колеса без трещины

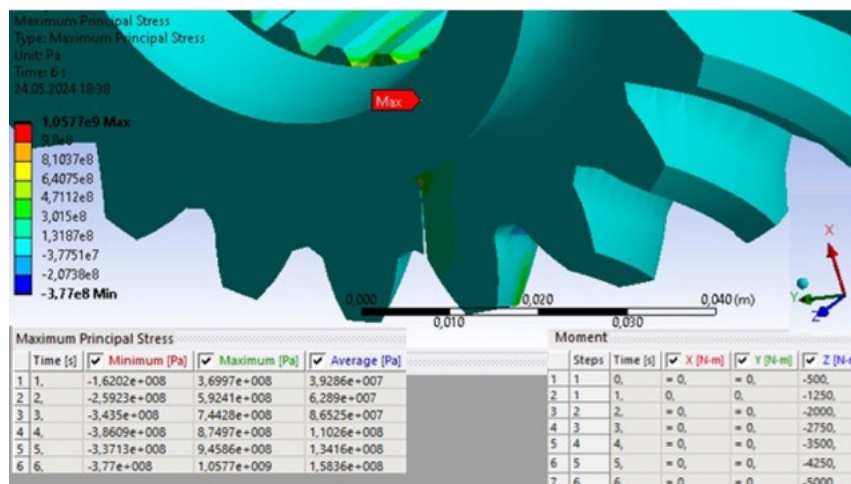


Рис. 4. Расчет главных напряжений в модели конического колеса с трещиной

Анализируя результаты моделирования усталостного разрушения (рис. 5), сделаем вывод, что мельчайшие микротрещины постепенно ослабляют материал во время работы при переменных нагрузках. Судя по значениям максимального главного напряжения и полной деформации, постепенное разрушение при небольших значениях напряжений происходит очень медленно, но скорость роста трещины прогрессивно возрастает, а перед самым разрушением процесс развивается значительно быстрее.

Рассмотрим подробнее рисунок 3 и 4. Согласно теории упругости, упругая деформация - удлинение и сдвиги элементов материала, которые исчезают после разгрузки. При больших значениях крутящего момента изменяется связь между атомами в кристаллических зернах по плоскостям скольжения. Новые образования в материале становятся наиболее прочными, для разрушения которых требуется большая нагрузка. На модели с трещиной (рис. 4) в местах ее роста напряжения резко возрастают с увеличением нагрузки. При сравнении значений максимального главного напряжения для моделей с трещиной и без трещины при небольших нагрузках сделаем вывод, что заметных изменений в структуре материала не происходит. Максимальное, минимальное, среднее значения главных напряжений в материале модели без трещины даже больше при крутящем моменте до 3500 Н·м, чем в материале с трещиной, так как концентратором напряжения являемся небольшая площадка у ножки зуба. Но при значении крутящего момента 4250 Н·м на 5-ой секунде нагружения ситуация меняется. Минимальные и средние значения Maximum principal stress в материале колеса с трещиной значительно больше, чем без трещины. И разница в данных значениях прогрессивно увеличивается.

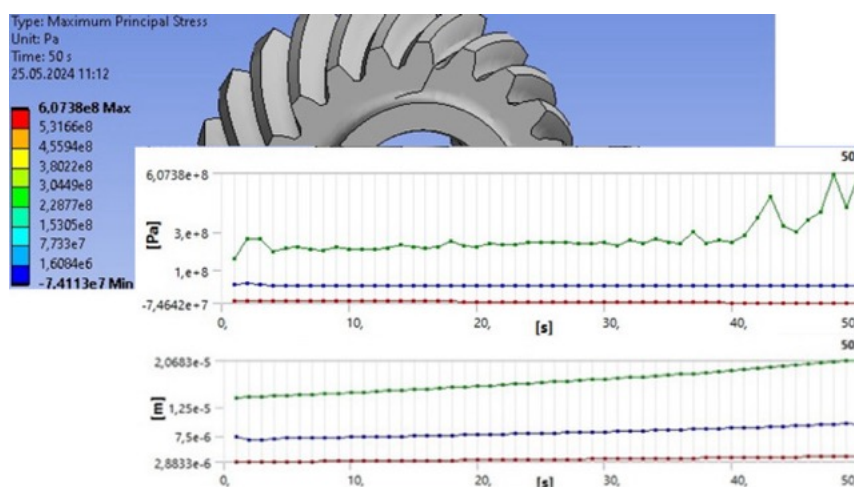


Рис. 5. Расчет максимальных главных напряжений в модели колеса с усталостным разрушением

Сравнивая результаты расчета значений главных напряжений для модели конического колеса без выкрашивания поверхности колеса и для дефектной шестерни (рис. 6, рис. 7), приходим к выводу, что крутящий момент для достижения предела прочности почти на 50% выше. Для бездефектного колеса данное состояние достигнуто при значении крутящего момента 5516,7 Н·м, а с выкрашиванием поверхности - 3861,1 Н·м.

На рисунке 8 видно, что максимальные напряжения по Мизесу при крутящем моменте 3861,1 Н·м локализуется у основания ножки зуба, где наблюдается U-образный концентратор напряжений.

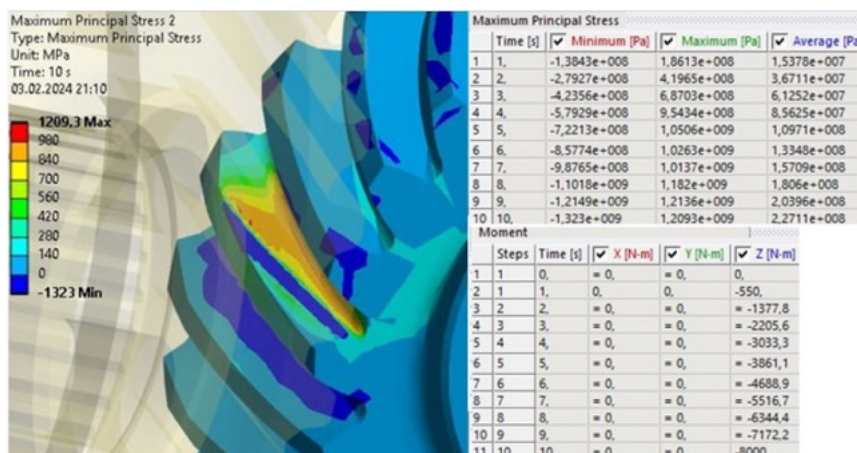


Рис. 6. Расчет максимальных главных напряжений в модели колеса без выкрашивания поверхности зуба

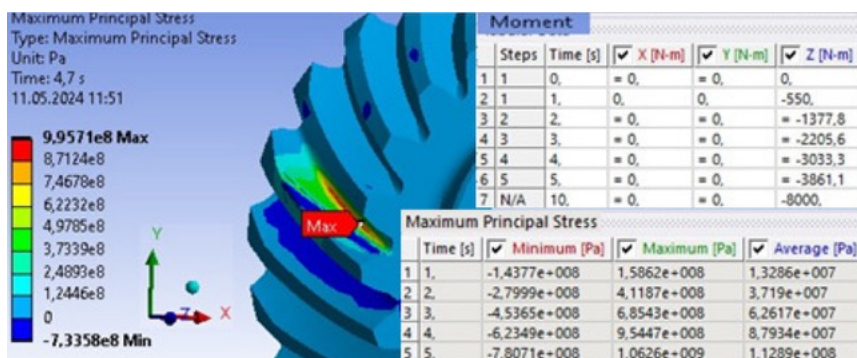


Рис. 7. Расчет максимальных главных напряжений в модели колеса с выкрашиванием поверхности зуба

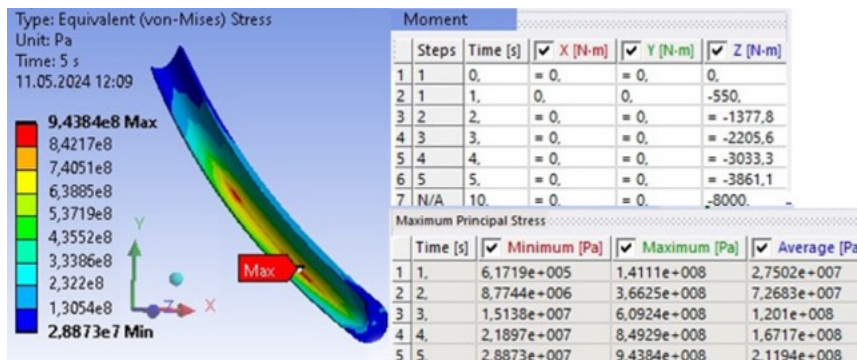


Рис. 8. Расчет напряжений по Мизесу на поверхности основания ножки зуба колеса

4. Выводы На основе расчетов методами компьютерного моделирования следует отметить, что на концентрацию напряжений в деталях конической передачи с типичными дефектами и без дефектов влияет радиус закругления поверхности зуба. Для снижения создаваемых напряжений в зубе данный радиус следует увеличить. Результаты экспериментальных исследований Всероссийского научно-исследовательского института авиационных материалов Государственного научного центра РФ полностью совпадают с расчетами, выполненными авторами статьи с помощью компьютерного моделирования усталостного разрушения.

Авторами статьи показана связь структуры и физико-механических свойств конструкционных материалов при эксплуатации в экстремальных условиях динамических знакопеременных нагрузок. Рассмотрение этих процессов с учетом эффекта Баушингера позволяет более полно представить этапы образования и роста трещин, интерпретировать вид поверхности разрушения конических зубчатых колес редукторов. Итоги проведенного эксперимента совместно с Балтийским государственным техническим университетом «ВОЕНМЕХ» им. Д. Ф. Устинова по исследованию влияния температур отпуска на ударную вязкость хорошо согласуются с подобными исследованиями, опубликованных в отечественных и зарубежных научных источниках.

Созданная авторами в системах Компас 3D и APM WinMachine компьютерная модель конической косозубой передачи адекватно описывает процессы, происходящие в материале деталей при различных условиях нагружения и различных состояниях рабочих поверхностей зубьев колес. Рассчитанные аналитическими методами значения контактных и изгибных напряжений в материале модели бездефектного колеса при крутящем моменте 550 Н·м приближены к значениям максимальных главных напряжений, полученных компьютерными методами (рис. 3). Что говорит о правильности построения расчетной модели конического колеса в программных пакетах. Следовательно, предложенная авторами методика исследования напряженно-деформированного состояния материалов деталей при переменных напряжениях с применением аналитических и компьютерных методов, позволяет в короткие сроки, без затрат денежных средств на изготовление элементов, прогнозировать работоспособность деталей конического редуктора с учетом различных факторов. По данной методике можно виртуально подбирать наиболее подходящие геометрические размеры деталей, способы обработки их поверхностей, проигрывать различные варианты нагружений колес с трещинами и с дефектами контактной поверхности.

5. Заключение Результаты компьютерного моделирования и экспериментальных исследований показали, что долговечность и прочность конического редуктора в рабочих условиях зависят от усталостной прочности его составных деталей, т.е. от их геометрических размеров, состояний и способа обработки поверхностных слоев, выбора материала. Для повышения несущей способности и увеличения сроков эксплуатации необходимо провести ряд мероприятий для

преобразований форм деталей для более равномерного распределения внутренних сил в конструкциях. Также требуется тщательная обработка поверхностей деталей, использование антикоррозийного покрытия, создание остаточных напряжений в деталях путем предварительного нагружения за предел текучести для повышения прочностных свойств. Для не возникновения трещин требуется периодический осмотр состояний поверхностей деталей, замена износившихся деталей, либо деталей с истекшим сроком службы.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. Т. А. Патриной выполнено написание текста рукописи, согласование финальной версии рукописи; предложен комплексный подход по исследованию выносливости поверхностей зубьев детали редуктора. С. К. Степановым произведен обзор литературы по теме статьи, редактирование текста рукописи; проведение эксперимента; показана связь структуры и физико-механических свойств конструкционных материалов при динамическом нагружении с учетом эффекта Баушингера.

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. T. A. Patrino wrote the manuscript text, coordinated the final version of the manuscript, and proposed a comprehensive approach for investigating the endurance of gear tooth surfaces. S. K. Stepanov conducted a literature review on the topic of the article, edited the manuscript text, carried out the experiment, and demonstrated the relationship between the structure and the physical-mechanical properties of structural materials under dynamic loading, taking into account the Bauschinger effect.

Competing interests. The authors declare that they have no competing interests.

Funding. This study was not supported by any external sources of funding.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Кормилицын О. П., Шукейло Ю. А. Механика материалов и структур нано- и микротехники. М.: Академия, 2008. 224 с.
- [2] Кузнецов В. В., Рубцов Э. Р., Шкуряков Н. П. Материаловедение. Железоуглеродистые сплавы. Строение. Структура. Свойства: учеб. пособие. СПб.: Изд-во СПбГЭТУ "ЛЭТИ" 2013. 80 с.
- [3] Морозова М. Р., Орлов М. Р. Исследование причин разрушения зубчатых колес в процессе эксплуатации // *Авиационные материалы и технологии*. 2015. № S1. С. 37–38.
- [4] Пономарев С. Д., Видерман В. Л., Лихарев К. К., Макушин В. М., Малинин Н. Н., Федосьев В. И. Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении. М.: Машгиз, 1952. 884 с.
- [5] Ткачев Е. С., Федорова И. Ф. Влияние температуры отпуска на механические свойства стали 11Х9К3В2НМАФБР // XV международная научно-техническая Уральская школа-семинар металлосведов-молодых ученых (Екатеринбург, 8–12 декабря 2014 г.): сб. науч. тр. Екатеринбург, 2014. С. 315–317.
- [6] Кайбышев Р. О., Скоробогатых В. Н., Щенкова И. А. Новые стали мартенситного класса для тепловой энергетики. Жаропрочные свойства // *ФММ*. 2010. Т. 109. С. 200–215.
- [7] Abe F., Taneike M., Sawada K. Alloy design of creep resistant 9Cr steel using a dispersion of nano-sized carbonitrides // *Int. J. Pressure Vessels Piping*. 2007. Vol. 84. P. 3–12.

- [8] Fedorova I., Kipeliva A., Belyakov A., Kaibyshev R. Microstructure evolution in an advanced 9pct Cr martensitic steel during creep at 650°C // Metall. Mater. Trans. A. 2012. Vol. 44. P. 128–135.
- [9] Мельников П. А., Пахоменко А. Н. Расчет и проектирование цилиндрических зубчатых передач: метод. указания к выполнению курсовой работы по дисциплине "Детали машин". Тольятти: Изд-во ТГУ, 2004. 63 с.
- [10] Первицкий Ю. Д. Расчет и конструирование точных механизмов. Л.: Машиностроение, 1976. 456 с.
- [11] Воробьев С. В., Кормилицын О. П., Лобачева Д. А., Степанов С. К., Патрина Т. А. Расчет основных кинематических параметров и проектирование приборных механизмов. СПб.: Изд-во СПбГЭТУ "ЛЭТИ 2020. 57 с.
- [12] Чернавский С. А., Боков К. Н., Черний И. М., Ицкович Г. М., Козинцов В. П. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие для учащихся К93 машиностроительных специальностей техникумов. М.: Машиностроение, 1988. 416 с.
- [13] Кузьмин А. В., Черний И. М., Козинцов Б. С. Расчеты деталей машин. Справочное пособие. Изд. 3-е, перераб. и доп. Минск: ВЫШЭЙШАЯ ШКОЛА, 1986. 400 с.
- [14] Мельников П. А., Пахоменко А. Н. Расчет и проектирование конических зубчатых передач с прямыми зубьями: метод. указания к выполнению курсовой работы по дисциплине "Детали машин". Тольятти: Изд-во ТГУ, 2004. 51 с.

REFERENCES

- [1] Kormilitsyn O.P., Shukeilo Yu.A. Mechanics of materials and structures of nano- and microtechnologies. Moscow: Academy, 2008. 224 p. (In Russian).
- [2] Kuznetsov V.V., Rubtsov E.R., Shkuryakov N.P. Materials science. Iron-carbon alloys. Structure. Properties. St. Petersburg: SPbGETU "LETI" Publ., 2013. 80 p. (In Russian).
- [3] Morozova M.R., Orlov M.R. Study of the causes of destruction of gear wheels during operation. Aviation materials and technologies. 2015; (S1):37–38. (In Russian).
- [4] Ponomarev S.D., Viderman V.L., Likharev K.K., Makushin V.M., Malinin N.N., Fedosiev V.I. Fundamentals of modern methods of strength calculation in mechanical engineering. Moscow: MASHGIZ, 1952. 884 p. (In Russian).
- [5] Tkachev E.S., Fedorova I.F. Effect of tempering temperature on the mechanical properties of steel 11Kh9K3V2NMAFBR. XV International Scientific and Technical Ural School-Seminar of Metallurgists-Young Scientists (Yekaterinburg, December 8–12, 2014). 2014; 315–317. (In Russ.).
- [6] Kaibyshev R.O., Skorobogatikh V.N., Shchenkova I.A. New martensitic steels for thermal power engineering. Heat resistant properties. FMM. 2010; 109:200–215. (In Russian).
- [7] Abe F., Taneike M., Sawada K. Alloy design of creep resistant 9Cr steel using a dispersion of nano-sized carbonitrides. International Journal of Pressure Vessels and Piping. 2007; 84:3–12.
- [8] Fedorova I., Kipeliva A., Belyakov A., Kaibyshev R. Microstructure evolution in an advanced 9pct Cr martensitic steel during creep at 650°C. Metallurgical and Materials Transactions A. 2012; 44:128–135.
- [9] Melnikov P.A., Pakhomenko A.N. Calculation and design of cylindrical gears: Methodical instructions for the coursework on the discipline "Machine parts". Tolyatti: Publ. House of TGU, 2004. 63 p. (In Russian).
- [10] Pervitsky Yu.D. Calculation and design of precise mechanisms. Leningrad: Mechanical Engineering Publ. House, 2008. 456 p. (In Russian).
- [11] Vorobyov S.V., Kormilitsyn O.P., Lobacheva D.A., Stepanov S.K., Patrina T.A. Calculation of basic kinematic parameters and design of instrumental mechanisms. St. Petersburg: SPbGETU "LETI 2020. 57 p. (in Russian).

-
- [12] Chernavsky S.A., Bokov K.N., Chernii I.M., Itskovich G.M., Kozintsov V.P. Course design of machine parts: A manual for students of K93 engineering specialties of technical schools. Moscow: Mechanical Engineering Publ. House, 1988. 416 p. (in Russian).
- [13] Kuzmin A.V., Chernin I.M., Kozintsov B.S. Calculations of machine parts: Reference manual. 3rd ed., revised and additional. Minsk: Higher School, 1986. 400 p. (in Russian).
- [14] Melnikov P.A., Pakhomenko A.N. Calculation and design of bevel gears with straight teeth: Methodical instructions for coursework in the discipline "Machine parts". Tolyatti: Publ. House of TGU, 2004. 51 p. (in Russian).