

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В КРУГЛЫХ ПИЛАХ

Computer modeling of round saws is considered. The program package UGS Unigraphics NX3 and the finite element method are used for calculating the distributions of displacements, radial and tangential stresses in a round saw under centrifugal forces and nonhomogeneous distribution of temperature. The computer calculations agree well with the available analytical results for round plates. Variations of displacements and stresses under the influence of various factors are investigated.

Введение. На лесопильно-деревообрабатывающих предприятиях круглопильные станки составляют 30–50% всего станочного парка. Их технико-экономические показатели в значительной степени определяются работоспособностью пил [1].

Работоспособность пил формируется на стадиях их проектирования, изготовления, подготовки и эксплуатации [2]. Проблема повышения работоспособности пил приобретает особое значение в связи с постоянной тенденцией интенсификации режимов резания и использования пил пониженных толщин. Работоспособность плоских круглых пил ограничена предельными состояниями диска, которые обусловлены его прочностью и устойчивостью по отношению к потере формы и колебаниям.

Различают напряжения 1, 2, 3-го родов. Напряжения 1-го рода (зональные) уравниваются в объеме, соизмеримом с размерами тела; напряжения 2-го рода (микроскопические) уравниваются в объеме одного или нескольких зерен металла; напряжения 3-го рода (ультрамикроскопические) уравниваются в объеме нескольких кристаллических ячеек. При оценке устойчивости и прочности обычно учитывают напряжения 1-го рода.

1. Методика моделирования. Для построения и расчета модели диска пилы был использован программный пакет UGS Unigraphics NX3. Модуль расчета методом конечных элементов UG/Scenario for Structures обеспечивает преобразование геометрической модели в конечно-элементную, ее расчет по уравнениям теории упругости и графическую интерпретацию результатов расчета [3].

Моделирование упругих характеристик выполнялось в следующей последовательности. Прежде всего была подготовлена геометрическая модель и выполнено ее разбиение на конечные элементы. Затем были заданы свойства материала, нагрузок и граничные условия.

Генерация файла для расчета и расчет в пакете Structures P.E. включали этапы:

1. Импорт файла с результатами расчета.
2. Постпроцессирование – просмотр результатов расчета в графическом виде.
3. Подготовка (изменение/упрощение) геометрической модели. Этот этап важен для обеспечения адекватности модели и необходи-

мой точности расчетов, а также обеспечения экономии машинных и временных ресурсов, которые требуются для расчета и визуализации полученных результатов. Последнее основано на таких упрощениях модели, которые не искажают получаемые результаты, либо эти искажения находятся в пределах допустимых погрешностей.

В качестве расчетного материала выбрана сталь (плотность материала $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$, коэффициент Пуассона $\mu = 0,295$). Как принято в инженерной практике, рассматривался изотропный материал, а зависимость его свойств от температуры в структурном и силовом анализе (расчеты на прочность, собственные колебания) не учитывалась.

Приложенные нагрузки, граничные условия и распределение температур выбирались из условия соответствия реальным внешним воздействиям, которые испытывает на себе пильный диск.

Немаловажным фактором в подготовке геометрической модели к расчету и анализу является ее разбиение на конечные элементы, или создание так называемой конечно-элементной «сетки». В данном случае возникают затруднения при подборе необходимого размера элементов сетки средствами самого программного пакета. Для упрощенной расчетной модели и для модели пилы оптимизированные сетки различаются.

Поэтому был проведен ряд предварительных расчетов, с помощью которых найден оптимальный размер элементов сетки. Эти расчеты показали, что сетка оказывает существенное влияние не только на внутренние напряжения, но и на устойчивость модели. В результате, постепенно сгущая сетку, был выбран оптимальный размер, что позволило производить дальнейшие исследования различных вариантов модели (при наличии зубьев и при их отсутствии, с зажимными дисками и без них, при наличии температурных напряжений) при одинаковых условиях.

За оптимальный принимался размер сетки, при котором результаты конечно-элементного анализа отличались от результатов аналитических расчетов для круглых пластин не более чем на 5%.

2. Результаты моделирования. Для исследований выбран пильный диск толщиной 1 мм

и диаметром 360 мм с отверстием 32 мм или зажимными фланцами диаметром 90 мм при частоте вращения 6 000 об/мин.

Для определения достоверности результатов компьютерного моделирования выполнено их сопоставление с аналитическими зависимостями распределения напряжений в зависимости от расстояния r от центра сплошного однородного диска радиуса R , обусловленных центробежными силами инерции. Эти зависимости имеют вид [1–4]:

а) при жестком закреплении фланцами:

$$\sigma_{\theta} = \frac{\rho_m v^2}{8} \left\{ -(1+3\mu)(r/R)^2 + (1+\mu)c^2 - (r/R)^{-2} \frac{[(1+\mu)(r/R)^2 - (1-\mu)c^2][(1+\mu)c^2 - (3+\mu)]}{(1+\mu) + (1-\mu)c^2} \right\}, \quad (1)$$

$$\sigma_r = \frac{\rho_m v^2}{8} \left\{ -(3+\mu)(r/R)^2 + (1+\mu)c^2 - (r/R)^{-2} \frac{[(1+\mu)(r/R)^2 + (1-\mu)c^2][(1+\mu)c^2 - (3+\mu)]}{(1+\mu) + (1-\mu)c^2} \right\}, \quad (2)$$

б) при отсутствии зажимных фланцев:

$$\sigma_{\theta} = \frac{(3+\mu)\rho_m v^2}{8} \left\{ (1+c_1^2) + c_1^2(r/R)^{-2} + [(1+3\mu)/(3+\mu)](r/R)^2 \right\}, \quad (3)$$

$$\sigma_r = \frac{(3+\mu)\rho_m v^2}{8} \left[(1+c_1^2) - c_1^2(r/R)^{-2} - (r/R)^2 \right], \quad (4)$$

где σ_{θ} и σ_r – тангенциальные и радиальные напряжения, c и c_1 – отношение диаметра фланцев и отверстия к диаметру диска соответственно.

Возникающие под действием центробежных сил инерции тангенциальные и радиальные напряжения оказываются положительными (растягивающими) и находятся в квадратичной зависимости от скорости вращения. На рис. 1 и 2 показано соответствие между результатами расчета конечно-элементной модели сплошного однородного диска с отверстием или зажимными фланцами и по аналитическим зависимостям (1)–(4).

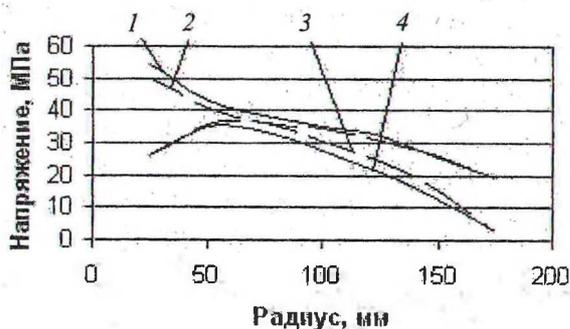


Рис. 1. Распределение напряжений по радиусу диска от центробежных сил инерции без зажимных фланцев: 1 и 2 – тангенциальные напряжения 3 и 4 – радиальные напряжения 1 и 3 – NX3; 2 и 4 – аналитические вычисления

Эти рисунки демонстрируют, что конечно-элементная модель адекватно воспроизводит распределение напряжений в круглой пластине при различных условиях ее закрепления (отклонение результатов в пределах 5%), что позволяет в дальнейшем исследовать случаи, недоступные аналитическим методам (например, влияние зубьев или проточек на распределение напряжений).

Реальная круглая пила отличается от пластины прежде всего наличием зубьев, которые приводят к перераспределению напряжений.

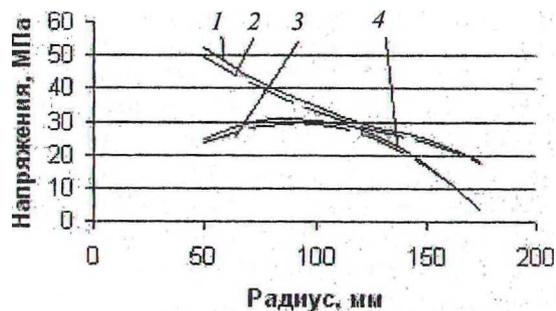


Рис. 2. Распределение напряжений по радиусу диска от центробежных сил инерции с зажимными фланцами: 1 и 2 – тангенциальные напряжения 3 и 4 – радиальные напряжения 1 и 3 – NX3 2 и 4 – аналитические вычисления

В частности, представляет интерес распределение напряжений и деформаций по радиусу пилы и в области зубьев.

Для исследования влияния зубьев были модифицированы геометрическая и конечно-элементная расчетные модели. Модификация состояла в изменении формы диска путем создания профилей зубьев. На рис. 3, 4 сопоставлены напряжения, полученные для круглого диска пилы и для диска с зубчатым венцом.

Из приведенных результатов следует, что нарезка зубьев уменьшает растягивающие напряжения в пиле примерно на 10–15%, а в области зубьев по их внешней кромке возникают небольшие сжимающие напряжения до нескольких МПа.

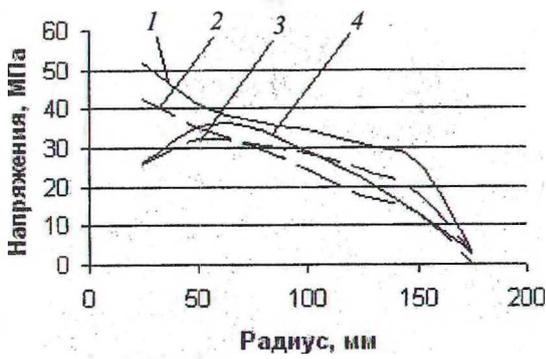


Рис. 3. Напряжения, возникающие в диске и пиле без зажимных фланцев: 1 – тангенциальные напряжения (диск); 2 – тангенциальные напряжения (пила); 3 – радиальные напряжения (пила); 4 – радиальные напряжения (диск)

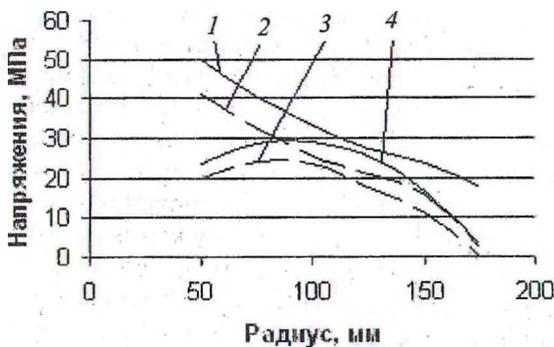


Рис. 4. Напряжения, возникающие в диске и пиле с зажимными фланцами: 1 – тангенциальные напряжения (диск); 2 – тангенциальные напряжения (пила); 3 – радиальные напряжения (пила); 4 – радиальные напряжения (диск)

В процессе пиления значительная часть работы резания, а также в результате трения превращается в теплоту. Возникающие тепловые потоки вызывают нагрев зубьев и диска пилы. Температурное поле зуба определяет температуру нагрева диска на внешнем контуре. С увеличением скорости резания при постоянной дуге контакта температура вершины зуба увеличивается, но распространяется она на меньшее расстояние, т. к. уменьшается длительность теплового импульса.

При нормальных условиях пиления периферийная зона диска нагревается сильнее, чем средняя. Температурные напряжения зависят как от максимального температурного перепада, так и от закона распределения температуры по радиусу диска. Закон распределения температуры по радиусу диска при установившемся тепловом режиме и фиксированных значениях температуры на внешнем контуре зависит в основном от скорости вращения, конструктивных параметров и материала диска. Закон распределе-

ния температуры по радиусу был принят согласно исследованиям ЛТА и ЦНИИМОД [5]:

$$T = T_r \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^{n-1} \left[\eta_1 \cdot (n+1) + \eta_2 \cdot (n+2) \cdot \frac{r}{R} \right], \quad (5)$$

где

$$\eta_1 = -\frac{\chi - c^n}{(1-c)(n+1) \cdot c^{n-1}}; \quad (6)$$

$$\eta_2 = -\frac{c^{n-1} - \chi}{(1-c)(n+2) \cdot c^{n-1}}. \quad (7)$$

В результате вычислений кривая распределения температуры выглядит следующим образом (рис. 5).

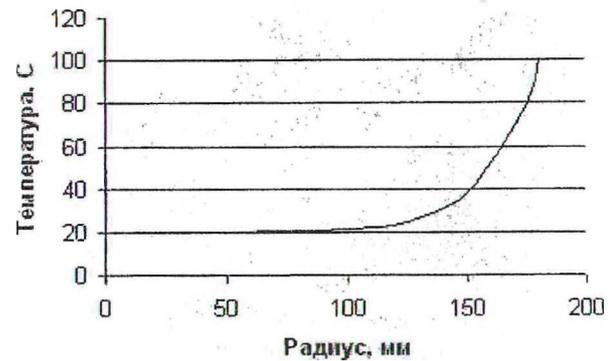


Рис. 5. Закон распределения температуры по радиусу диска при $T_r = 100^\circ\text{C}$ и $r = 180\text{ мм}$

Для оценки напряжений, возникающих в пыльном диске, данное температурное поле было перенесено в модуль расчета UG/Scenario for Structures программы UGS Unigraphics NX3. В итоге были получены результаты, представленные на рис. 6. Из сопоставления с рис. 1 следует, что напряжения возросли в несколько раз и, более того, на периферии вместо растягивающих они стали сжимающими, что может сказаться на устойчивости работы пыльного диска.

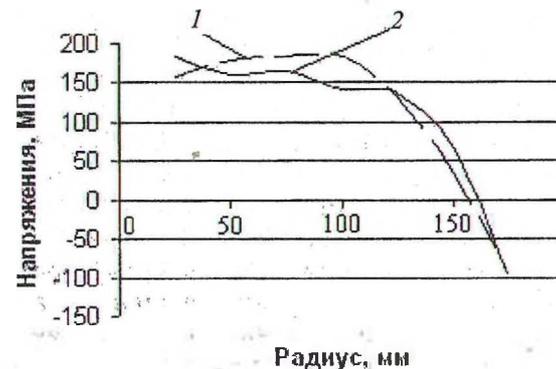


Рис. 6. Распределение температурных напряжений: 1 – радиальные напряжения; 2 – тангенциальные напряжения

Для дальнейших исследований в модели пыльного диска были учтены свойства сим-

метрии. Для уменьшения объема вычислений и упрощения формулировки граничных условий рассматривается сегмент, равный четверти диска (рис. 7). В качестве граничных условий приняты ограничения на смещение точек боковых граней сегмента лишь в направлении, перпендикулярном граням, тогда как в радиальном направлении перемещения не ограничивались.

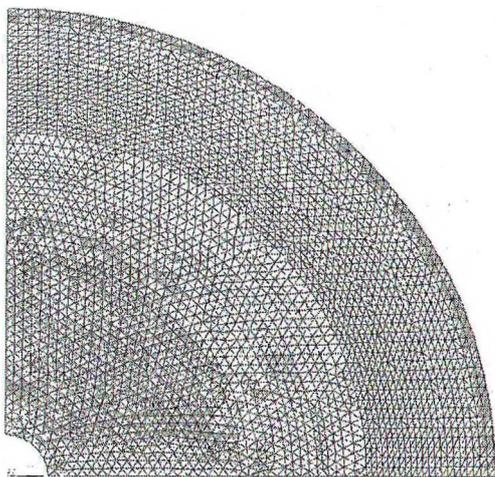


Рис. 7. Распределение температурных напряжений в круглом диске

Такой подход позволил рассмотреть случай, когда как внешний контур пилы, так и контур отверстия являются свободными. Помимо этого, появилась возможность создать модель, максимально приближенную к реальному пильному диску (наличие зубьев, тепловых компенсаторов, зажимных фланцев).

С учетом сложности автоматического регулирования и поддержания необходимых условий устойчивой работы диска пилы серьезное внимание уделяется поиску простых конструктивных решений, которые смогли бы обеспечить работоспособность пилы независимо от распределения температуры.

Наибольшее практическое применение находят пилы с радиальными прорезями, исполняющими роль температурных компенсаторов. Наличие температурных компенсаторов приводит к обеспечению свободы перемещений точек пилы в тангенциальном направлении и, соответственно, к снижению напряжений в средней части диска.

Выполненные расчеты показывают, что при наличии температурных компенсаторов исчезают зоны пильного диска, в которых наблюдаются сжимающие напряжения, а растягивающие напряжения в средней части пилы уменьшаются, что и приводит к более надежной работе пил такой конструкции.

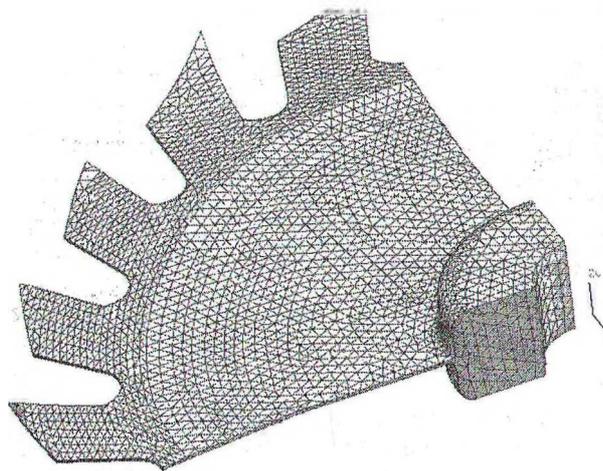


Рис. 8. Распределение температурных напряжений в модели пильного диска с тепловыми компенсаторами

Заключение. Таким образом, в настоящей работе показано, что использование профессиональных пакетов прикладных программ, таких как Unigraphics NX, и метода конечных элементов позволяет надежно находить распределение напряжений в круглых пилах при различных их конструктивных особенностях и условиях нагружения. Полученные результаты могут быть использованы для сокращения расходов и ускорения темпов проектирования на всех этапах создания изделия, т. е. позволяют быстро и с минимальными затратами ресурсов проанализировать множество возможных вариантов проектируемого изделия.

Авторы выражают благодарность кандидату технических наук А. А. Гришкевичу и доценту А. П. Клубкову за полезное обсуждение данной работы.

Литература

1. Стахийев, Ю. М. Устойчивость и колебания плоских круглых пил / Ю. М. Стахийев. – М.: Лесная пром-сть, 1977. – 296 с.
2. Kollman F. Technologie des Warmefeldes des Kreissägezahn nach der elektrothermischen Analogie / F. Kollman // Holztechnologie – 1984. – Vol. 25 – No. 1. – S. 36–37.
3. Корсаков, В. В. Выполнение прочностных и кинематических расчетов в системе САПР unigraphics / В. В. Корсаков // Автомобилестроение: методическое пособие по специальности 1-37 01 02. – Минск: БНТУ, 2002. – 25 с.
4. Goru, G.R. Effect of teeth on stresses in circular saws / G. R. Goru // Industria Lemnului. – 1986. – No. 1. – P. 3–11.
5. Стахийев, Ю. М. Работоспособность плоских круглых пил / Ю. М. Стахийев. – М.: Лесная пром-сть, 1989. – 384 с.