

УДК 674.02.-621.91

УСТАЛОСТНЫЕ ЯВЛЕНИЯ В РЕЖУЩЕМ ИНСТРУМЕНТЕ ПРИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ ФРЕЗЕРОВАНИИ ДРЕВЕСИНЫ И ДРЕВЕСНЫХ МАТЕРИАЛОВ

А. П. КЛУБКОВ, А. А. ГРИШКЕВИЧ⁺, С. С. МАКАРЕВИЧ, В. И. ГИЛЬ

Белорусский государственный технологический университет, ул. Свердлова, 13а, 220050, г. Минск, Беларусь.

Разработаны теоретические зависимости, позволяющие рассчитывать фрезерный дереворежущий инструмент с учетом циклически изменяющихся нагрузок, возникающих в процессе цилиндрического фрезерования. На основании проведенных экспериментальных исследований получено математическое описание стойкостных показателей процесса фрезерования плиты MDF (MEDIUM DENSITY FIBREBOARD).

Введение

Обработка древесины и древесных материалов методом фрезерования является широко распространенным процессом резания в деревообрабатывающей и мебельной промышленности. Осуществление качественного и производительного фрезерования может быть достигнуто лишь при условии применения оптимальных режимов резания и правильной конструкции и геометрических параметров фрезерных инструментов.

Фрезерование по своему назначению является процессом чистовой обработки материалов, в связи с чем выбор оптимального режима резания должен обосновываться в первую очередь показателями шероховатости обработанной поверхности, стойкости фрезерного инструмента и энерго- и ресурсосбережения.

Процесс резания при цилиндрическом фрезеровании характеризуется периодичностью рабочих и холостых циклов фрезерных ножей, температурными колебаниями нагрева режущих лезвий фрезы, переменной нагрузкой на зуб фрезы, переменной толщиной стружки. Нагрев зуба фрезы при резании сменяется его охлаждением при холостом движении, в результате возникают термические нагрузки (напряжения). При определенных условиях термоусталостные напряжения вызывают образование усталостных трещин, что приводит к хрупкому разрушению лезвия. Таким образом, основными факторами, определяющими разрушение режущего лезвия, являются свойства обрабатываемого (его плотность) и инструментального (его прочность и теплопроводность) мате-

риалов, геометрические параметры рабочих поверхностей инструмента, термоусталостный режим резания.

Цель исследования – разработка теоретических основ расчета фрезерного инструмента на усталостную прочность и проведение экспериментальных исследований при фрезеровании кромок древесноволокнистой плиты средней плотности ($\rho = 750 \text{ кг/м}^3$) с целью расчета показателей стойкости.

Теоретические исследования

Характер и интенсивность износа дереворежущего инструмента в большей степени зависят от схемы нагружения режущей части инструмента. Так, вероятность хрупкого разрушения режущего лезвия при цилиндрическом встречном фрезеровании древесины и древесных материалов сильно возрастает в момент выхода режущего инструмента из зоны контакта с обрабатываемым материалом.

Опыт эксплуатации твердосплавного фрезерного инструмента, особенно для прерывистого процесса резания, показал, что наиболее распространенным видом износа является выкрашивание режущей части резца. Поэтому в данной работе поставлена задача теоретически объяснить и экспериментально подтвердить природу выкрашивания режущих элементов при циклически изменяющихся напряжениях и наметить пути повышения работоспособности фрезерного инструмента.

В структурной формуле пути резания для процесса фрезерования самостоятельным пара-

⁺ Автор, с которым следует вести переписку.

метром, очевидно, должна являться частота импульсов воздействия, которая может быть выражена частотой вращения шпинделя станка с установленной на нем фрезой.

Это правомерно потому, что предел прочности при циклических напряжениях зависит от частоты импульсов приложения нагрузки и предел усталости определяется при условно принятых числах импульсов.

В связи с тем, что процесс фрезерования всегда динамичен, большое значение имеет усталостная прочность режущей части инструментального материала. При фрезеровании со встречной подачей каждый цикл взаимодействия реза с материалом (за один оборот шпинделя) можно разделить на четыре стадии [1]: пластично-упругое отжатие (скольжение режущего элемента по поверхности резания); микрорезание, когда толщина стружки соизмерима с радиусом округления реза; резание; холостые движения режущего элемента (фрезы с ножами) по воздуху.

На первом этапе со стороны обрабатываемого материала на задней поверхности инструмента действуют нормальные и касательные нагрузки, вызывая изгиб реза и сдвиг поверхностных частиц металла.

На втором этапе под действием дополнительно возникающих нагрузок со стороны обрабатываемого материала на переднюю поверхность действуют также нормальные и касательные нагрузки. Инструмент в этом случае находится в условиях неравномерного всестороннего сжатия. На третьей стадии задняя поверхность инструмента разрушается, а на переднюю действует сила со стороны отделяемой части материала. На четвертом этапе резец разрушается, и на него не действуют внешние нагрузки.

Кроме напряжений от внешних нагрузок, в твердосплавном режущем инструменте при его изготовлении методом пайки возникают достаточно значительные внутренние остаточные напряжения. В работе [2] получены формулы, позволяющие определить эти напряжения. Остаточные напряжения не меняются во времени, то есть они остаются постоянными как при резании, так и во время холостого пробега фрезы. Эти напряжения направлены вдоль оси Z, обозначим их σ_z (рис. 1). Так как резец находится в сложном напряженном состоянии, то при фрезеровании в резце возникают нормальные напряжения в радиальном σ_r и тангенциальном σ_θ направлениях (рис. 1), эти напряжения циклически изменяются во времени. Они меняются по отнулевому (пульсирующему) циклу. Средние (постоянные) и амплитудные напряжения при таком цикле нагружения определяются по формулам:

$$\sigma_{rm} = \sigma_{ra} = \frac{\sigma_r}{2}; \quad \sigma_{\theta m} = \sigma_{\theta a} = \frac{\sigma_\theta}{2}. \quad (1)$$

Нами разработан достаточно простой способ

определения этих напряжений. Резец рассекается цилиндрической поверхностью с радиусом $r = \text{const}$ и осью, проходящей по лезвию реза. При этом введена гипотенуза, аналогичная гипотенузе плоских сечений. Считается, что при нагружении реза силой резания цилиндрическое сечение поворачивается, смещается, но кривизна его не меняется. В результате получены формулы для определения напряжений σ_r и σ_θ для произвольной точки B (рис. 2).

$$\sigma_r = \frac{2M \sin \theta}{r^2(\alpha - \sin \alpha)}, \quad (2)$$

$$\sigma_\theta = \frac{P \cos \frac{\alpha}{2}}{\cos \theta} \left[1 - \frac{\sin^2 \frac{\alpha}{2}}{2(\alpha - \sin \alpha)} \left(\frac{\alpha}{2} - \theta \right) - \frac{1}{4(\alpha - \sin \alpha)} \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{\alpha}{2} - \theta - \frac{1}{2} \sin \alpha + \frac{1}{2} \sin 2\theta \right) + \right. \\ \left. + \left(\frac{\text{tg } \theta}{2(\alpha - \sin \alpha)} - \frac{\text{tg } \frac{\alpha}{2}}{\alpha + \sin \alpha} \left(\sin^2 \frac{\alpha}{2} - \sin^2 \theta \right) \right] \right], \quad (3)$$

где M – изгибающий момент в сечении; P – интенсивность нормального давления в сечении.

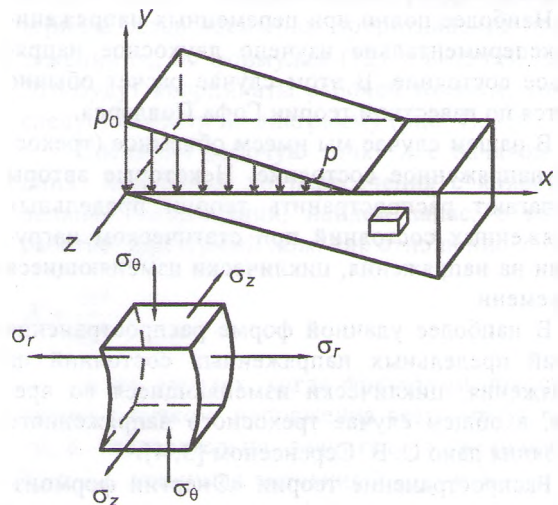


Рис. 1. Схема нагружения реза силами резания и напряженное состояние элемента

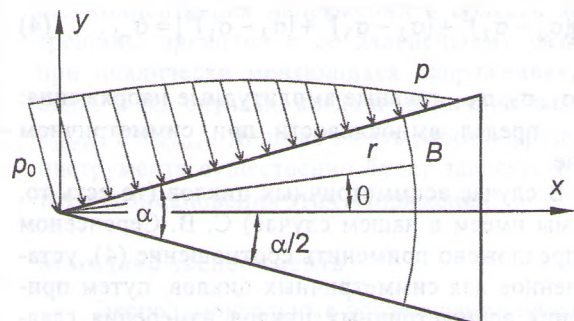


Рис. 2. Расчетная схема для определения радиальных и касательных напряжений

Таким образом, на элемент, выделенный из резца, в направлении оси Z действуют только постоянные напряжения σ_z , а в направлении осей r и θ действуют средние напряжения σ_{rm} , $\sigma_{\theta m}$ и амплитудные напряжения σ_{za} , $\sigma_{\theta a}$ (рис. 3).

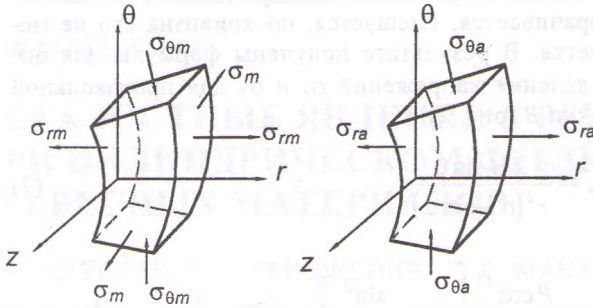


Рис. 3. Напряженное состояние элемента резца с учетом циклически изменяющихся напряжений

Следовательно, выделенный из резца элемент находится в условиях объемного напряженного состояния, когда напряжения циклически изменяются по несимметричным циклам. Вопрос о расчете на прочность при переменных напряжениях в случае неоднородного напряженного состояния в настоящее время еще нельзя считать окончательно решенным, так как экспериментов, которые могли бы подтвердить правильность той или иной теории, недостаточно.

Наиболее полно при переменных напряжениях экспериментально изучено двухосное напряженное состояние. В этом случае расчет обычно ведется по известной теории Гофа Поллэрда.

В нашем случае мы имеем объемное (трехосное) напряженное состояние. Некоторые авторы предлагают распространить теории предельных напряженных состояний при статическом нагружении на напряжения, циклически изменяющиеся во времени.

В наиболее удачной форме распространение теорий предельных напряженных состояний на напряжения, циклически изменяющиеся во времени, в общем случае трехосного напряженного состояния дано С. В. Серенсенем [3, 4].

Распространение теории «Энергии формоизменения» на усталостную прочность привело к следующему уравнению:

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_2 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} = \sigma_{-1}. \quad (4)$$

где σ_1 , σ_2 , σ_3 – главные амплитудные напряжения; σ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле.

В случае асимметричных циклов (то есть то, что мы имеем в нашем случае) С. В. Серенсенем [3] предложено применить соотношение (4), установленное для симметричных циклов, путем приведения асимметричных циклов измерения главных напряжений к эквивалентным или симметричным циклам. Последние определяются из ус-

ловий равенства коэффициентов запаса эквивалентных симметричных циклов заданным асимметричным.

Обозначая предельные максимальные напряжения эквивалентных симметричных циклов σ_1^* , σ_2^* , σ_3^* и используя диаграмму предельных напряжений, схематизированную прямой

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_B} = 1, \quad (5)$$

получим

$$\sigma_1^* = \sigma_{1a} + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \sigma_{1m},$$

$$\sigma_2^* = \sigma_{2a} + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \sigma_{2m}, \quad (6)$$

$$\sigma_3^* = \sigma_{3a} + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \sigma_{3m},$$

где σ_B – предел прочности (временное сопротивление); σ_{1a} , σ_{2a} , σ_{3a} – амплитудные главные напряжения; σ_{1m} , σ_{2m} , σ_{3m} – средние главные напряжения.

Подставляя значения σ_1^* , σ_2^* , σ_3^* согласно (6) в уравнение (4), получим критерий усталостной прочности при сложном напряженном состоянии.

В фрезерном ноже опасными являются точки, расположенные на его передней поверхности. При этом σ_z и σ_r будут растягивающими, а $\sigma_\theta = -P$ – сжимающим.

Если $\sigma_z < \sigma_{rm}$, то

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{1m} &= \sigma_{rm}, & \sigma_{2m} &= \sigma_z, & \sigma_{3m} &= \sigma_{\theta m}, \\ \sigma_{1a} &= \sigma_{ra}, & \sigma_{2a} &= 0, & \sigma_{3a} &= \sigma_{\theta a}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Подставляя значения этих напряжений в уравнение (6), а затем (4), получим критерий усталостной прочности для опасных точек фрезерного ножа.

В последнее время получил довольно широкое распространение критерий Писаренко–Лебедева [5]:

$$A \frac{\eta_a}{\eta_B} + \left(\frac{\eta_m}{\sigma_B} \right)^{\alpha A} = 1, \quad (8)$$

где η_a – эквивалентное амплитудное напряжение; η_m – эквивалентное среднее напряжение; $A = \sigma_B / \sigma_{-1}$, α – некоторый коэффициент, зависящий от состояния поверхности и чувствительности материала к концентрации напряжений.

Учитывая, что в опасных сечениях резца отсутствуют концентраторы напряжений, а поверхность обработана достаточно качественно (при заточке $R_a = 0,16$, а с учетом доводки $R_a = 0,08-0,04$ мкм), можно принять $\alpha = 1$.

Для определения эквивалентных напряжений η_a и η_m в работе [5] предложено использовать

следующие зависимости:

$$\eta_a = \chi_a \sigma_{ia} + (1 - \chi_a) \sigma_{ia}, \quad (9)$$

$$\eta_m = \chi_m \sigma_{im} + (1 - \chi_m) \sigma_{im},$$

где σ_{ia} , σ_{im} – интенсивность амплитудных и средних напряжений.

$$\sigma_{ia} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_{1a} - \sigma_{2a})^2 + (\sigma_{2a} - \sigma_{3a})^2 + (\sigma_{3a} - \sigma_{1a})^2}, \quad (10)$$

$$\sigma_{im} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_{1m} - \sigma_{2m})^2 + (\sigma_{2m} - \sigma_{3m})^2 + (\sigma_{3m} - \sigma_{1m})^2}.$$

Коэффициенты χ_a и χ_m определяются по формулам:

$$\chi_a = 1,37 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} - 1 \right), \quad (11)$$

$$\chi_m = 1,37 \left(\frac{\sigma_p}{\tau_k} - 1 \right),$$

где σ_p – предел прочности при растяжении, τ_k – предел прочности при кручении.

Следует отметить, что для большинства материалов $\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} = \frac{\sigma_1}{\tau_k}$. Поэтому можно принять $\chi_a = \chi_m$.

Введем обозначение

$$\lambda_a = \frac{\eta_a}{\sigma_b}, \quad \lambda_m = \frac{\eta_m}{\sigma_b}. \quad (12)$$

Тогда уравнение (8) можно записать в таком виде:

$$A \lambda_a + \lambda_m^{\alpha} = 1, \quad (13)$$

если $\alpha = 1$, то $A \lambda_a + \lambda_m^A = 1$.

В уравнении (13) λ_a и λ_m безразмерные величины.

Как видно из уравнения (13), диаграмма предельных напряжений согласно критерию Писаренко–Лебедева будет зависеть только от величины A , которая, в свою очередь, зависит от предела выносливости материала при симметричном цикле σ_{-1} и от предела прочности σ_b .

Диаграмма предельных напряжений, соответствующая критерию Писаренко–Лебедева, легко строится из уравнения (13):

$$\lambda_a = \frac{1 - \lambda_m^A}{A}. \quad (14)$$

Задаваясь значениями λ_m от 0 до 1 через некоторый интервал, определяем λ_a . По полученным значениям строим диаграмму в координатах $\lambda_a - \lambda_m$. Такая диаграмма показана на (рис. 4).

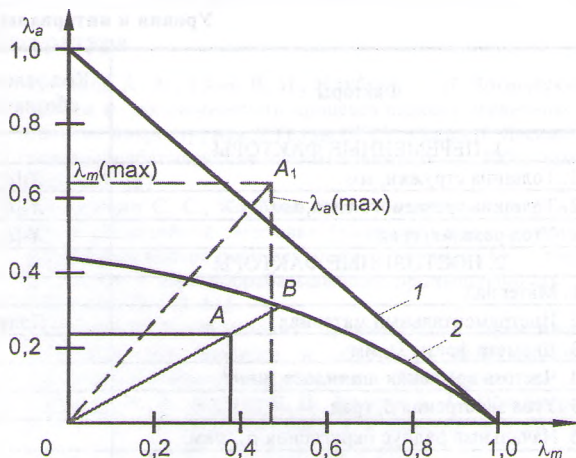


Рис. 4. Диаграмма предельных напряжений: 1 – линия статического разрушения, 2 – кривая предельных напряжений

Для проверки прочности фрезерного инструмента с учетом знакопеременных напряжений лучше воспользоваться критерием Писаренко – Лебедева.

Если в опасной точке резца по формулам, приведенным в работе [1], определены напряжения σ_r и σ_b , то по формулам (10) можно найти интенсивность амплитудных и средних напряжений, а по формулам (9) – эквивалентные амплитудные и средние напряжения. Зная для материала резца временное сопротивление при растяжении σ_b , по формулам (12) определим λ_a и λ_m . Это будут координаты рабочей точки A , которую следует нанести на диаграмму (рис. 4).

Соединив рабочую точку A с началом координат и продлив до пересечения с кривой предельных напряжений, найдем запас, с которым работает фрезерный нож, как отношение

$$K = \frac{OA}{OB}.$$

В тех случаях, когда фрезерный нож сталкивается с сучком, напряжения резко могут возрасти, а, следовательно, значительно увеличиваются λ_a и λ_m , принимая значения $\lambda_{a(max)}$ и $\lambda_{m(max)}$. Если точка с координатами $\lambda_{a(max)}$ и $\lambda_{m(max)}$ выходит за пределы линии статического разрушения, то в ноже в указанной точке появляется микротрещина. Концентрация напряжений в области микротрещины приводит к ее дальнейшему развитию при циклически меняющихся напряжениях, особенно в тех случаях, когда их величина достигает $\lambda_{a(max)}$ и $\lambda_{m(max)}$. Долговечность работы фрезерного инструмента существенно будет зависеть от частоты возникновения этих напряжений.

Методика эксперимента

Экспериментальные исследования проводили при фрезеровании кромок плиты MDF. На основании анализа для экспериментальных исследо-

Уровни и интервалы варьирования факторов

Факторы	Код условного обозначения	Нижний уровень (-1)	Основной уровень (0)	Верхний уровень (+1)	Интервал варьирования
1. ПЕРЕМЕННЫЕ ФАКТОРЫ					
1.1. Толщина стружки, мм	$X_1[a]$	0,05	0,2	0,35	0,15
1.2. Толщина срезаемого слоя, мм	$X_2[h]$	2	4	6	2
1.3. Угол резания, град	$X_3[\delta]$	50	60	70	10
2. ПОСТОЯННЫЕ ФАКТОРЫ					
2.1. Материал	Плита MDF				
2.2. Инструментальный материал	Полутеплостойкая сталь 8Х6НФТ повышенной износостойкости				
2.3. Диаметр фрезы D , мм	180				
2.4. Частота вращения шпинделя, мин ⁻¹	3000				
2.5. Угол заострения β , град	40				
2.6. Начальный радиус округления ρ_0 , мкм	7				
2.7. Число циклов нагружения инструмента N	10^5				

ваний по стойкостным показателям обоснованы переменные и постоянные факторы, диапазоны их изменения и уровни варьирования, которые представлены в таблице.

Расчет на прочность и долговечность фрезерного инструмента осуществляется при малоцикловом нагружении. Фрезерные инструменты, которые при эксплуатации подвержены действию механических и тепловых нагрузок, в диапазоне числа циклов $N = 10^5$. Для экспериментальных исследований применен критерий малоциклового усталости. Условной гранью между малоцикловой и многоцикловой усталостью является число циклов нагружения до 10^5 [6].

Для математического описания выходных показателей использован математический метод планирования эксперимента. При построении математической модели применен точный план, близкий к Д – оптимальному, для квадратичных моделей, построенных на гиперкубе и содержащих относительно небольшое число опытов. Это планы, называемые планами типа B_n .

Экспериментальные исследования проводили на установке, выполненной на базе четырехстороннего продольно-фрезерного станка модели С26-2.

При испытании фрезерного инструмента на стойкость согласно «Методике стойкостных испытаний при проведении НИР», разработанной ВНИИ инструмент контроль микрогеометрии производится измерением величины следующих параметров:

- линейный износ по биссектрисе угла заострения;
- радиус округления лезвия;
- длины фасок износа по передней и задней поверхностям.

Результаты эксперимента

После обработки опытных данных получены квадратичные модели зависимостей линейного износа A_μ , радиуса округления ρ , длины фаски износа по передней поверхности l_n от переменных факторов в натуральном выражении.

$$A_\mu = 914,6 + 76,1a - 28,9h - 25\delta + 7,7ah - 2,3a\delta + 0,3h\delta + 1,5h^2 + 0,2\delta^2;$$

(15)

$$\rho = 243,22 + 39,03a - 10,37h - 6,77\delta - 1,21a\delta + 0,08h\delta + 1,53ah + 0,76h^2 + 0,05\delta^2,$$

(16)

$$l_n = 863,5 + 269,3a - 35h - 27,3\delta + 3,4a\delta + 0,3h\delta + 2,9h^2 + 0,2\delta^2.$$

(17)

По уравнениям (15–17) можно вести анализ влияния переменных факторов на изменение микрогеометрии режущего лезвия при переменных напряжениях в пределах малоциклового усталости.

Выводы и рекомендации

1. Разработаны теоретические основы расчета напряжений во фрезерном режущем инструменте при знакопеременных нагрузках.
2. Цикличность процесса фрезерования оказывает существенное влияние на стойкость режущего инструмента в пределах малоциклового усталости при числе циклов 10^5 .
3. Для повышения предела выносливости и снижения усталостного выкрашивания следует в первую очередь повышать качество заточки и подбирать инструментальные материалы с повышенным пределом выносливости.
4. При одинаковой длине обрабатываемых заготовок целесообразно применять многоножевые фрезы ($z = 12, 16$), а также фрезы с плавным входом и выходом режущих инструментов.
5. Для уменьшения интенсивности и глубины усталостного выкрашивания и отломов следует уменьшать число циклов нагружения, не переходя порог малоциклового усталости, применять оптимальные режимы фрезерования, совершенствовать схемы резания древесины и древесных материалов (например, применять торцовое и другие схемы фрезерования).

Обозначения

ρ – плотность материала; σ_r – радиальные напряжения; σ_θ – касательные напряжения; σ_z – остаточные напряжения от пайки и заточки; M – изгибающий момент в сечении; σ_{rm} – среднее напряжение цикла; σ_{ra} – амплитудное напряжение цикла; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные амплитудные напряжения; σ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле; $\sigma_1^*, \sigma_2^*, \sigma_3^*$ – максимальные напряжения эквивалентных симметричных циклов; σ_b – временное сопротивление; P – интенсивность нагрузки на поверхность резца; η_a – эквивалентное амплитудное напряжение; η_m – эквивалентное среднее напряжение; τ_{-1} – предел выносливости при кручении.

Литература

1. Клубков А. А., Гиль В. И., Клубков А. П. Физические основы и закономерности процесса резания древесины в области микростружек // Труды БГТУ. Серия II. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. – 2000, вып. VIII, 183–187
2. Макаревич С. С., Клубков А. А. Остаточные напряжения в двухслойной заготовке фрезерного ножа с несимметричным поперечным сечением // Труды БГТУ. Серия II. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. – 1994, вып. 2, 112–115
3. Серенсен С. В. Об условиях прочности при переменных нагрузках для плоского и объемного напряженного состояния // Инженерный сборник. – 1941 (1), вып. 1
4. Серенсен С. В., Когаев В. П., Козлов А. А., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. – М.: Машгиз. – 1954
5. Писаренко Г. С., Лебедев А. А. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. – Киев: Наукова думка. – 1976
6. Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. – М.: Машиностроение. – 1985

Klubkov A. P., Grishkevich A. A., Makarevich S. S., and Gil V. I.

The fatigue phenomena in the cutting tool at peripheral milling of wood and wood-based materials.

The theoretical dependencies allowing one to calculate the milling wood-milling tool with the account for the cyclic loads arising during peripheral milling were developed. On the basis of the carried out experimental research the mathematical description of durability parameters of milling of plate MDF (MEDIUM DENSITY FIBREBOARD) was received.

Поступила в редакцию 15.10.2004.

© А. П. Клубков, А. А. Гришкевич, С. С. Макаревич, В. И. Гиль, 2005.