

более рациональным числом оборотов пилы будет 1350 мин^{-1} . Применение данной методики позволяет обоснованно подойти к вопросу выбора числа оборотов круглой пилы.

Библиографический список

1. Стахийев Ю.М. Работоспособность плоских круглых пил. М.: Лесн. пром-сть, 1989. – 384 с.
2. Кэмпбелл В. Аксиальная вибрация дисков паровых турбин и меры защиты от неё. М.: ОНТИ, 1937.-84 с.
3. Левин А.В. Рабочие лопатки и диски паровых турбин. Л.; М.: Госэнергоиздат, 1953. 634 с.
4. Пашков В.К. Теплофизика резания древесины круглыми пилами: монография. Екатеринбург: Урал.гос. лесотехн. ун-т, 2007.
5. Юзефович Г.И. Динамическая устойчивость круглых пил: дис. канд. техн. наук.-ЛТА, 1962.

И.Т. Глебов, В.В. Глебов
УГЛТУ, Екатеринбург, РФ
GIT5@yandex.ru

О СТОЙКОСТИ И ПРЕДЕЛЕ ВЫНОСЛИВОСТИ ХВОСТОВОЙ ФРЕЗЫ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ФАНЕРЫ (ABOUT STABLENESS AND STAYING POWERS LIMIT OF THE TAIL CUTTER FOR THE PLYWOODS PROCESSING)

В статье излагается конструкция хвостовой однозубой фрезы, снабженной неперетачиваемой одноразовой поворотной твердосплавной пластиной, рассмотрены понятие выносливости металла и метод расчета усталости металла фрезы.

In the article is expounded a construction of the tail single tooth cutter tha is supplied with disposabal rotary hard-alloy plate, there is also a definition of th metal's staying power and calculation method of metal-fatigue of the cutter.

В последние годы на деревообрабатывающих предприятиях широко используются обрабатывающие центры с ЧПУ, которые позволяют за одну установку заготовки, применяя различный хвостовой инструмент, выполнить все необходимые технологические операции для получения детали, например, выбрать гнезда и пазы, выполнить прямую или фасонную обработку кромок фанеры, нарезать шипы, выполнить скульптурные работы. Однако режущие кромки хвостовых фрез быстро затупляются, а корпус фрезы разрушается от усталостных напряжений.

Для повышения периода стойкости зубья фрезы оснащаются твердым сплавом: припаиваются пластины вольфрамо-кобальтового сплава ВК15, приваривается слой стеллита ВЗКР толщиной до 10 мм, механически крепятся неперетачиваемые твердосплавные пластины (НТП). Механическое крепление НТП считается наиболее перспективным. Их применение имеет следующие преимущества перед напаянными пластинками:

- исключение операций пайки и переточек обеспечивает повышение периода стойкости;
- быстросменность, повышение производительности обработки на 10...15 %;
- отсутствие остаточных напряжений в пластине и корпусе фрезы;
- взаимозаменяемость пластин;
- возможность использования более износостойких марок твердого сплава, склонных к образованию трещин при пайке и заточке;
- сокращение вспомогательного времени на смену и наладку затупившегося инструмента;
- упрощение инструментального хозяйства;
- постоянство размерных и геометрических параметров режущего инструмента, что особенно важно для станков с числовым программным управлением.

Фрезы с неперетачиваемыми пластинами имеют и недостатки. Для пластины с размерами, например, 60×12×1,5 мм отклонения размеров составляют по длине ±2,2 мм, по ширине ±0,4 мм, по толщине ±0,2 мм. Масса пластины из сплава ВК15 равна 15,1 г. Разница в массе тяжелой и легкой пластин составляет $m_{\Delta} = 0,02$ г. Хвостовые фрезы диаметром $D = 2...90$ мм работают с частотой вращения до 24000 мин⁻¹ и поэтому должны быть точно уравновешены, сбалансированы.

При замене пластин без последующей балансировки на вращающуюся фрезу будет действовать центробежная сила $F_{ц}$, Н:

$$F_{ц} = \frac{m_{\Delta} V^2}{r},$$

где m_{Δ} – неуравновешенная масса фрезы, кг;

V – окружная скорость фрезы, м/с;

r – радиус расположения центра неуравновешенной массы, м.

Для фрезы диаметром 14 мм, работающей с частотой вращения 24000 мин⁻¹, скорость главного движения $V = 17,6$ м/с, тогда

$$F_{ц} = \frac{m_{\Delta} V^2}{r} = \frac{0,02 \cdot 17,6^2}{1000 \cdot 0,007} = 0,9 \text{ Н.}$$

Надо ли при такой центробежной силе производить балансировку фрезы? Известна статическая и динамическая балансировка инструмента.

При статической балансировке остаточный дисбаланс $D_{ост}$ равен, г·см:

$$D_{ост} = mK,$$

где m – масса фрезы с оправкой, г;

K – коэффициент трения качения стальной оправки с фрезой по стальной направляющей; для закаленных сталей $K = 0,0005...0,001$ см.

При $m = 1$ кг, остаточный дисбаланс равен

$$D_{ост} = mK = 1000 \cdot (0,0005...0,001) = (0,5...1,0) \text{ г·см} = 10^{-5} (0,5...1,0) \text{ кг·м.}$$

Для фрезы диаметром 14 мм, работающей с частотой вращения 24000 мин⁻¹, скорость главного движения $V = 17,6$ м/с. При вращении от остаточного дисбаланса фрезы возникнет центробежная сила

$$F_{ц\text{ ост}} = \frac{D_{ост} V^2}{r^2} = \frac{10^{-5} (0,5...1,0) \cdot 17,6^2}{(0,014/2)^2} = (31,6...63,2) \text{ Н.}$$

Таким образом, статическая балансировка оказывается слишком грубой. Для понижения величины центробежной силы приходится уменьшать величину скорости главного движения путем снижения частоты вращения фрезы.

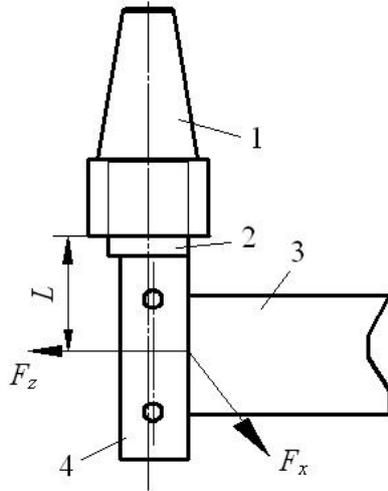


Рис. 1. Схема фрезерования хвостовой фрезой

Динамическая балансировка обеспечивает точное уравнивание, однако для ее выполнения необходим стенд дорогой по стоимости и сложный по конструкции. Ясно, что деревообрабатывающие предприятия такие стенды не имеют. Динамическая балансировка выполняется только на заводе-изготовителе фрез.

Однозубая хвостовая фреза показана на рис. 1 [1]. Неперетачиваемая пластина 4 механически закреплена на корпусе фрезы, хвостовик 2 которого жестко закреплен в оправке 1. Корпус фрезы обычно изготавливается из конструкционной стали марки 45 по ГОСТ 1050-88. При работе фреза вращается, и режущая кромка неперетачиваемой пластины 4 взаимодействует с листом фанеры 3. При этом со стороны заготовки на фрезу действуют силы резания касательная F_x и радиальная F_z . Действием центробежной силы пренебрегаем.

Касательная сила резания действует в течение поворота по дуге контакта режущей кромки с заготовкой и изгибает и скручивает корпус фрезы относительно точки закрепления в оправке. Изгибающий и крутящий моменты, Н·мм:

$$M_{ux} = F_{x \max} L; \quad M_{кр} = F_{x \max} r.$$

Радиальная сила резания тоже действует на дуге контакта и изгибает корпус фрезы относительно точки закрепления в оправке. Изгибающий момент, Н·мм:

$$M_{uy} = F_{z \max} L.$$

Для учета совместного действия изгибающих и крутящего моментов находят результирующий момент

$$M_{np} = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2 + 0,45M_{кр}^2}.$$

Угол поворота режущей кромки по дуге контакта может изменяться от нескольких градусов до 180° при формировании паза, например.

В точке закрепления корпуса фрезы (в опасном сечении) действуют нормальные σ напряжения, величину которых находят по формуле, МПа:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{np}}{W_x}.$$

Напряжения в течение цикла нагружения пульсируют от нуля до максимального значения. Среднее напряжение цикла

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma_{\max}}{2}.$$

Амплитуда переменных нормальных напряжений

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma_{\max}}{2}.$$

Усталость металла корпуса фрезы в опасном сечении. Усталостью называют разрушение металла корпуса в результате многократного приложения к нему нагрузок, вызывающих напряжения по своей величине меньших предела прочности металла. При усталости в металле накапливаются повреждения, которые приводят к образованию трещин, их развитию и разрушению материала за указанное время.

Иногда термин, **усталость**, заменяют обратным понятием, **выносливость**, которая показывает, сколько циклов нагружений может выдержать металл без разрушений. Эта величина возрастает по мере снижения напряжения. Чем меньше напряжение, тем больше циклов нагружений выдерживает металл до разрушения. Кроме того, при напряжении ниже некоторой минимальной величины (**предела выносливости**) металл не разрушается от усталости. Наличие трещин, острых надрезов, рисок, грубая шероховатость поверхности вызывают снижение предела выносливости.

Общепринято рассматривать усталостные свойства материала при переменных напряжениях. Величину переменного напряжения σ откладывают на графике по оси ординат и строят график в зависимости от логарифма числа n циклов нагружений, при



Рис. 2. Диаграмма усталости металла

котором произошло разрушение образца. Пример усталостной кривой для обычной стали показан на рис. 2. Для стальных деталей базовое число циклов нагружений равно $n_0 = 10^7$ [2]. Если стальная деталь не разрушилась до этого, то она сможет выдержать неограниченное число циклов нагружений.

Нисходящий участок диаграммы соответствует области ограниченной долговечности. По ней можно определить долговечность (в циклах) детали, работающей при напряжениях, превосходящих предел усталости. Кривую усталости в области ограниченной долговечности приближенно можно выразить уравнениями:

– для начальной точки, близкой по напряжению к пределу текучести σ_T

$$\sigma_T^m n_1 = C ; \quad (1)$$

– для точки, расположенной на уровне предела выносливости σ_D

$$\sigma_D^m n_0 = C , \quad (2)$$

где n_0, n_1 – число циклов нагружений при пределе выносливости и пределе текучести соответственно;

m – показатель степени; обычно для гладких деталей $m = 8 \dots 15$; для деталей с концентраторами напряжений $m = 3 \dots 8$;

C – константа.

Из уравнений (1) и (2) получим

$$\sigma_D = \left(\sigma_T \frac{n_1}{n_0} \right)^{\frac{1}{m}} . \quad (3)$$

Пример. Дано. Корпус хвостовой фрезы диаметром 14 мм выполнен из стали марки 45 по ГОСТ 1050-88 и термически обработан. Предел текучести стали $\sigma_T = 440$ МПа. Число циклов нагружений $n_o = 10^7$, $n_1 = 10^2$. Силы резания $F_x = 100$ Н, $F_z = 80$ Н. Плечо приложенных сил $L = 40$ мм.

Определить предел выносливости корпуса фрезы при $m = 4$.

Решение. 1. Предел выносливости

$$\sigma_D = (\sigma_T^m \frac{n_1}{n_o})^{\frac{1}{m}} = (440^4 \frac{10^2}{10^7})^{\frac{1}{4}} = 24,7 \text{ МПа.}$$

2. Изгибающие и крутящие моменты от сил резания

$$M_{ux} = F_{x \text{ max}} L = 100 \cdot 40 = 4000 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{uy} = F_{z \text{ max}} L = 80 \cdot 40 = 3200 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$M_{кр} = F_{x \text{ max}} r = 100 \cdot 7 = 700 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

3. Приведенный момент в опасном сечении

$$M_{np} = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2 + 0,45M_{кр}^2} = \sqrt{4000^2 + 3200^2 + 0,45 \cdot 700^2} = 5144,0 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

4. Момент сопротивления корпуса фрезы

$$W_x = \frac{\pi r^3}{4} = \frac{3,14 \cdot 7^3}{4} = 269 \text{ мм}^3.$$

5. Напряжения в опасном сечении корпуса

$$\sigma_{\text{max}x} = \frac{M_{np}}{W_x} = \frac{5144,0}{269} = 19,1 \text{ МПа};$$

Вывод. Максимальные пульсирующие нормальные напряжения меньше напряжений предела выносливости, следовательно, фреза при заданном режиме работы может работать с неограниченным числом циклов нагружений.

Библиографический список

1. Рудак П.В., Гриневич С.А. Влияние состояния режущей кромки концевой фрезерного режущего инструмента на коэффициент запаса по критерию усталостной прочности// Деревообработка: технологии, оборудование, менеджмент XXI века. Труды II международного евразийского симпозиума. Екатеринбург, 2007.
2. Грубе А.Э., Санев В.И. Основы теории и расчета деревообрабатывающих станков, машин и автоматических линий. М.: Лесн. пром-сть, 1973. 384 с.

И.Т. Глебов, В.В. Глебов
УГЛТУ, Екатеринбург, РФ
GIT5@yandex.ru

ВЫБОР ДЕЛИТЕЛЬНОГО КРУГЛОПИЛЬНОГО СТАНКА (THE CHOICE OF THE SEPARATORY ROUND-SAW MACHINE TOOL)

В статье рассмотрены круглопильные станки с нижним и верхним положением пильного вала, особенности стружкообразования при пилении и доказано, что при вы-