

3 При резании ламинированных ДСтП хвостовыми фрезами с двухлезвийными твердосплавными ножами наблюдается абразивно-химический вид износа поверхности твердосплавных лезвий фрезерного инструмента. Наиболее интенсивный износ ножа фрезы наблюдается по его задней поверхности кромки.

4 Осажденные ионно-плазменные TiN-покрытия на импортные двухлезвийные ножи из твердых сплавов типа ВК – 3 хвостовых фрез обеспечивают при резании ламинированных ДСтП существенное повышение периода стойкости режущего инструмента. Опытные-промышленные испытания модифицированного инструмента с TiN-покрытиями, выполненные на ООО «Пинскдрев-Адриана» (г. Пинск), подтверждают актуальность проведенных исследований и повышение периода стойкости хвостовых фрез с TiN покрытиями.

Библиографический список

1. Кузнецов А.М., Янюшкин А.С. Износостойкость твёрдосплавного инструмента при обработке ДСтП // Технология машиностроения. – М.: Издат. центр «Технология машиностроения», 2008.
2. Каталоги фирм: Leitz, Leuco, Guhdo, Stehle, Faba, Freud, 2008 – 2009.
3. Гришкевич А.А. и др. Эффективность применения TiN-, ZrN-, Ti-Zr-N и Ti- покрытий на твердосплавных резцах при обработке ламинированных древесностружечных плит концевыми фрезами // Труды БГТУ. Сер. VI, Физ.-мат. науки и информатика. – Вып. XVI., 2008.
4. Раповец В.В. Практические результаты экспериментальных исследований резания древесины двухлезвийными резцами на фрезерно-брусующих станках // Труды БГТУ. Сер II, Лесн. и д-о пром-сть. – 2008. – Вып. XVI.– С. 205–208.
5. Моисеев А.В. Контактные явления в микрообласти лезвия при резании древесины и их влияние на природу затупления инструмента: автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.03.01 – М.: Москов. гос. ун-т леса, 1983
6. ЛЕКСИКОН Лейтц: каталог фирмы Leitz.– Издание 4. – М.: ООО «Лейтц Инструменты», 2011.

А.В. Власов
ВятГУ, г. Киров, РФ
artjomv@gmail.com

МЕТОДИКА ВЫБОРА ЧИСЛА ОБОРОТОВ КРУГЛЫХ ПИЛ (METHOD OF SELECTION OF THE NUMBER OF SPEED CIRCULAR SAW)

Представлена методика определения рабочих скоростей вращения круглых пил на основе теории колебаний вращающихся дисков, предложенной Кэмпбеллом, и с применением программного комплекса ANSYS.

A method for determining the operating speed of rotation of circular saws on the basis of the theory of vibrations of rotating disks as proposed by Campbell, and using software package ANSYS.

Распиловка древесины круглыми пилами сопровождается сложным колебательным процессом полотна пилы. Колебания диска приводят к снижению точности и качества поверхности распиловки, к повышению уровня шума, к повышению энергозатрат на процесс резания древесины и к снижению стойкости пилы, а в случае резонансных явлений могут привести к её поломке. Резонанс – это совпадение частоты внешней возбуждающей силы с собственной частотой колебаний диска. Поэтому необходимо более обоснованно подходить к вопросу выбора рабочей частоты вращения круглой пилы.

Диск круглой пилы представляет собой упругую систему с распределенной массой, соответственно такая система с распределенными параметрами имеет бесконечное множество степеней свободы, а значит, обладает бесконечным числом собственных частот и форм колебаний. Практика эксплуатации показала, что частоты продольных колебаний в десятки раз выше частот изгибных колебаний диска [1]. Это позволяет рассматривать только опасные изгибные колебания. Различают формы изгибных колебаний без узловых диаметров и окружностей (зонтичные), с узловыми диаметрами (верные), с узловыми окружностями, комбинационные – с узловыми диаметрами и окружностями (рис. 1).

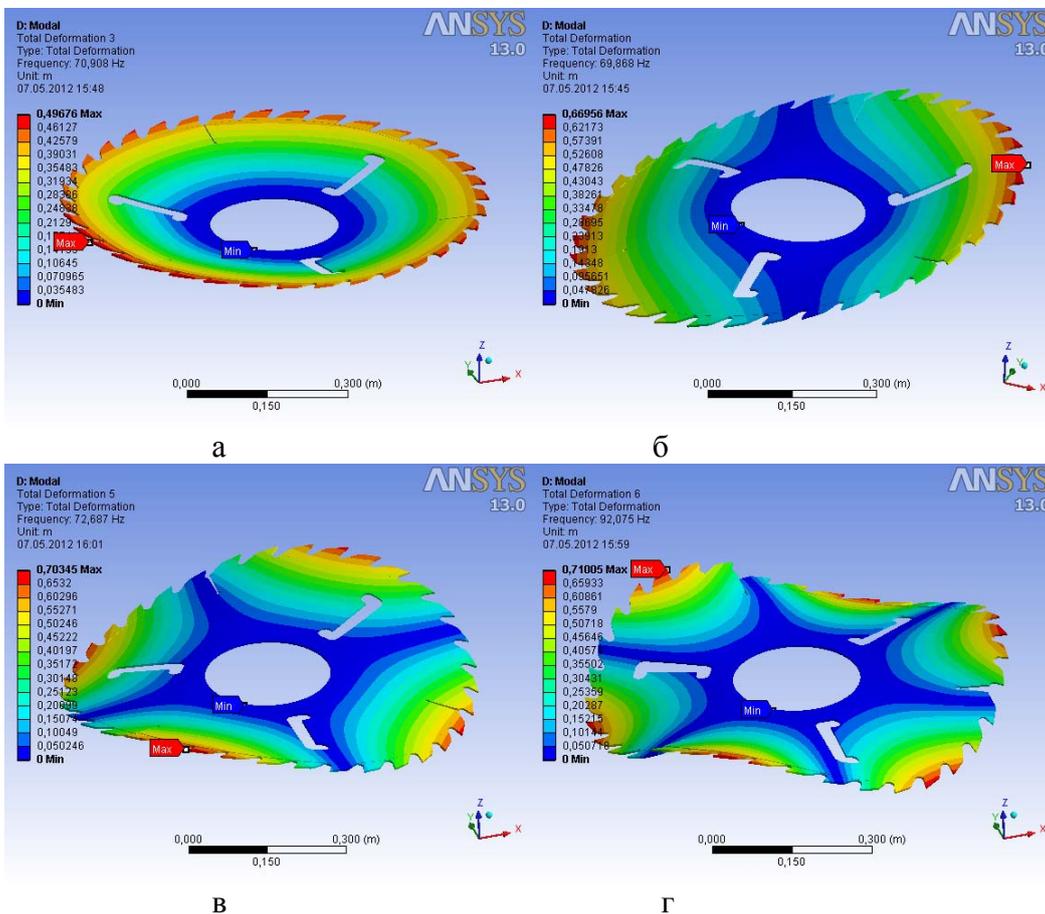


Рис. 1. Формы изгибных колебаний круглой пилы:

- а – без узловых диаметров и окружностей; б – с одним узловым диаметром;
- в – с двумя узловыми диаметрами; г – с тремя узловыми диаметрами

Колебания диска представляют собой сложную интерференционную картину волн, распространяющихся в диске. Поверхность диска при колебаниях может быть выражена уравнением [2, 3]

$$y(r, \varphi, t) = X(r) \sin \lambda \varphi \cos \rho t, \quad (1)$$

где r – радиус;

X – функция, определяющая форму колебаний диска по радиусу;

φ – угол, отсчитываемый от некоторого начального радиуса;

λ – число узловых диаметров;

t – время;

ρ – собственная круговая частота колебаний диска.

Выражение (1) по известным тригонометрическим зависимостям преобразуется к виду:

$$y(r, \varphi, t) = \frac{1}{2} X(r) \sin \lambda \left(\varphi - \frac{\rho}{\lambda} t \right) + \frac{1}{2} X(r) \sin \lambda \left(\varphi + \frac{\rho}{\lambda} t \right). \quad (2)$$

Из выражения (2) деформация диска при колебании может быть определена как сумма двух составляющих. Каждая из этих составляющих представляет собой по окружности любого радиуса цепь из λ волн. Таким образом, колебания вращающегося диска могут быть рассматриваемы как наложение двух одинаковых цепей волн, бегущих по диску вокруг его оси в разные стороны с одинаковой угловой скоростью (по отношению к диску):

$$\omega = \frac{\rho}{\lambda}. \quad (3)$$

Неподвижный в пространстве наблюдатель различает «вперёд бегущую цепь волн», перемещающуюся в направлении вращения диска, и «назад бегущую цепь волн», перемещающуюся в обратном направлении. Относительно неподвижного наблюдателя частоты вращения вперед n_1 и назад n_2 бегущих цепей волн равны:

$$n_1 = \frac{v}{\lambda} + n, \quad (4)$$

$$n_2 = \frac{v}{\lambda} - n. \quad (5)$$

где n – частота вращения диска, Гц;

v – собственная частота колебаний диска, Гц

Величина n_1 всегда положительна, а величина n_2 может быть положительной и отрицательной. При $n_2 < 0$ назад бегущая цепь волн движется по диску медленнее его вращения и, следовательно, переносится диском вперед.

При $n_2 = 0$ назад бегущая цепь волн остаётся неподвижной в пространстве, так как она движется по диску назад с той же скоростью, с которой диск вращается вперед. Такую цепь волн называют стоящей или неподвижной в пространстве. Для возбуждения и поддержания во вращающемся диске резонансных колебаний этого типа достаточно приложить к диску неподвижную и сосредоточенную силу, имеющую частоту, равную нулю, т.е. постоянное усилие. Это обстоятельство заставляет считать колебания с неподвижной в пространстве цепью волн наиболее опасными из всех резонансов. Число оборотов диска, при котором назад бегущая цепь волн является стоящей в пространстве, называют критическим числом оборотов диска [2, 3]:

$$n_{kp} = \frac{V}{\lambda}. \quad (6)$$

Также явление резонанса имеет место, если скорость вращения волн кратна скорости вращения диска пилы [2, 3]. При этом различают нижние и верхние резонансные частоты вращения диска. Нижними резонансными частотами называют частоты, при которых частоты действующих в системе возбуждающих сил совпадают с частотой назад бегущей цепи волн. Верхними резонансными частотами называют частоты, при которых частоты возбуждающих сил совпадают с частотой вперед бегущей цепи волн. Нижнее резонансное число оборотов диска определяется:

$$n_{рез.}^н = \frac{V}{k + \lambda}, \quad (7)$$

где $k = 1, 2, 3, \dots$.

Верхнее резонансное число оборотов диска:

$$n_{рез.}^в = \frac{V}{k + \lambda}, \quad (8)$$

где $k = 1, 2, 3, \dots, (\lambda-2)$

Существует бесчисленное множество нижних и $(\lambda-2)$ верхних резонансных частот вращения. Как показали исследования Г.И. Юзefовича, колебания на критических частотах вращения являются динамически неустойчивыми, в то время как колебания на резонансных частотах вращения – динамически устойчивы [5].

Опыт эксплуатации круглых пил показывает, что наиболее опасны колебания по формам с числом узловых диаметров $\lambda \leq 5$, при этом колебаний с узловыми окружностями не наблюдается [1].

Графическое представление зависимостей (4), (5), (6), (7) и (8) от частоты вращения диска известно под названием частотной диаграммы, или диаграммы Кэмпбелла (рис. 5).

Рассмотрим пример определения наиболее рационального числа оборотов круглой пилы с компенсационными прорезями (рис. 2) диаметром 800 мм и толщиной 4,2 мм закрепленной в планшайбах диаметром 240 мм.

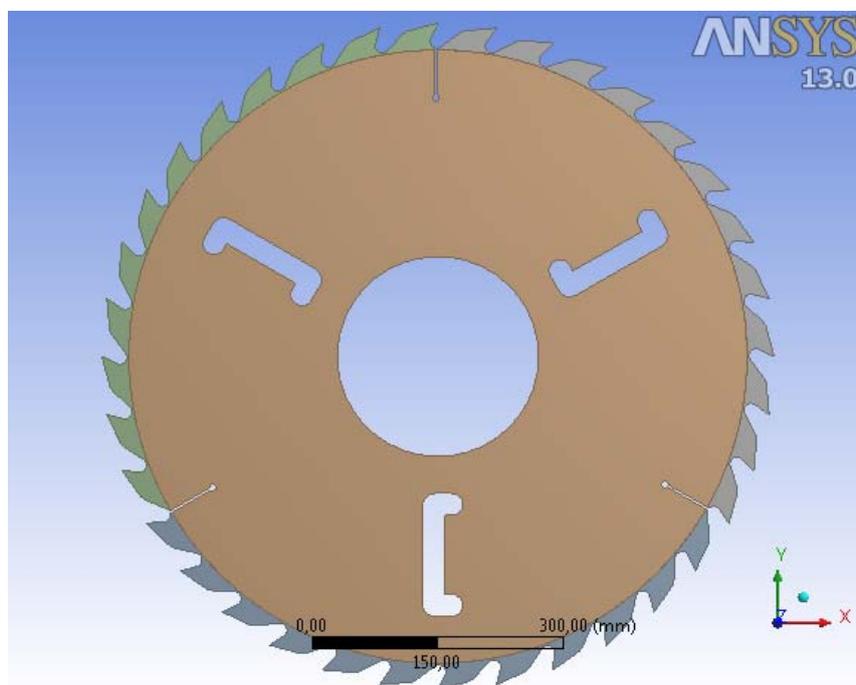


Рис. 2. Круглая пила с тремя внутренними и тремя наружными компенсационными прорезями

В процессе распиловки древесины на полотне круглой пилы действуют силы резания, центробежные силы инерции, и тепловая нагрузка. Эти факторы приводят к появлению внутренних напряжений в полотне пилы, которые, в свою очередь, оказывают существенное влияние на собственные частоты колебаний диска.

В рассматриваемом примере считаем, что при пилении древесины температура нагрева полотна пилы на периферии составила 80 °С. Диск пилы изготовлен из стали 9ХФ, которая имеет модуль упругости (Юнга) $2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона 0,27 и плотность 7850 кг/м³. В процессе пиления происходит конвективный теплообмен между пильным диском и воздухом. Коэффициент теплоотдачи зависит от линейной скорости поверхности пилы и был принят [4]:

$$\alpha(r) = c \lambda_f \omega^\psi v_f^{-\psi} r^{2\psi-1}, \quad (9)$$

где ω – угловая скорость вращения диска;

c и ψ – коэффициенты, зависящие от вида, параметров охлаждающей среды и условий охлаждения ($c=0,0287$, $\psi=0,8$);

λ_f – коэффициент теплопроводности воздуха при температуре окружающей среды (0,0259 Вт/(м²·°С));

v_f – коэффициент кинематической вязкости воздуха при температуре окружающей среды ($15,06 \cdot 10^{-6}$ м²/с).

Коэффициент линейного расширения материала пилы равен $11,5 \cdot 10^{-6}$ С⁻¹.

Коэффициент теплопроводности материала диска 44,7 Вт/(м²·°С). Температура окружающей среды была принята 20 °С.

Все расчеты по вычислению собственных частот колебаний диска круглой пилы выполнялись в программном комплексе ANSYS. Как было изложено выше, на собственные частоты колебаний оказывают влияние центробежные силы инерции, которые, в свою очередь, зависят от числа оборотов пилы. Соответственно расчеты проводились для ряда чисел оборотов. На первом этапе вычислялось тепловое поле в полотне пилы (рис. 3), на втором этапе определялось напряженное состояние полотна от действия центробежных сил и тепловой нагрузки (рис. 4). На третьем этапе вычислялись собственные частоты соответствующих форм колебаний пилы. На основе проведенных расчетов и при помощи зависимостей (4), (5) была построена диаграмма Кемпбелла, представленная на рис. 5.

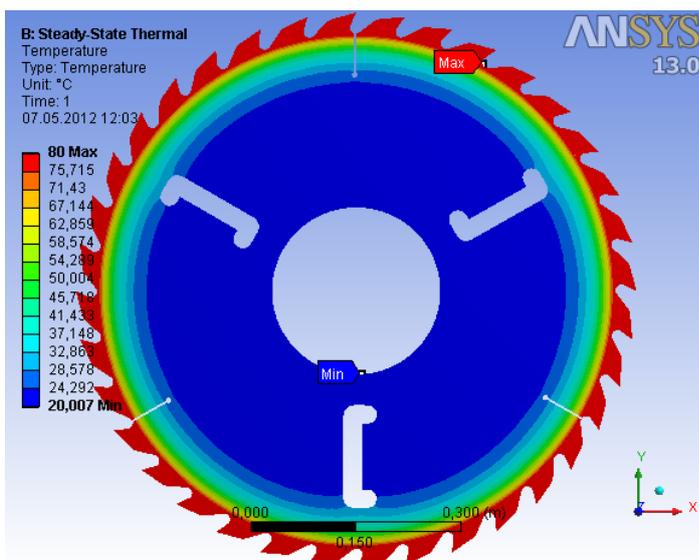


Рис.3. Тепловое поле пильного диска

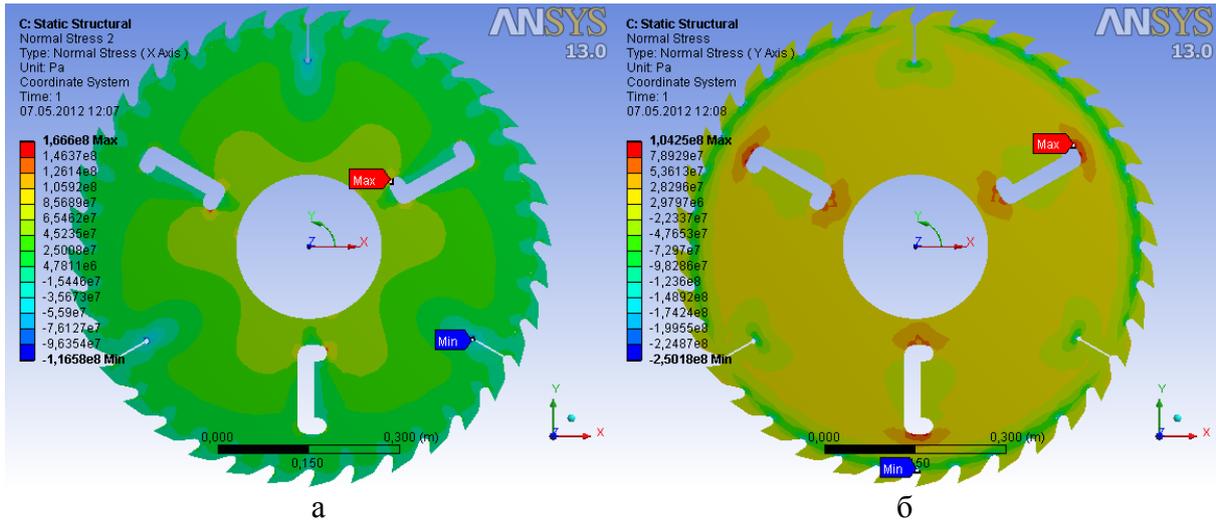


Рис. 4. Поле механических напряжений в полотне пилы в цилиндрической системе координат: а – нормальные радиальные напряжения; б – нормальные окружные напряжения

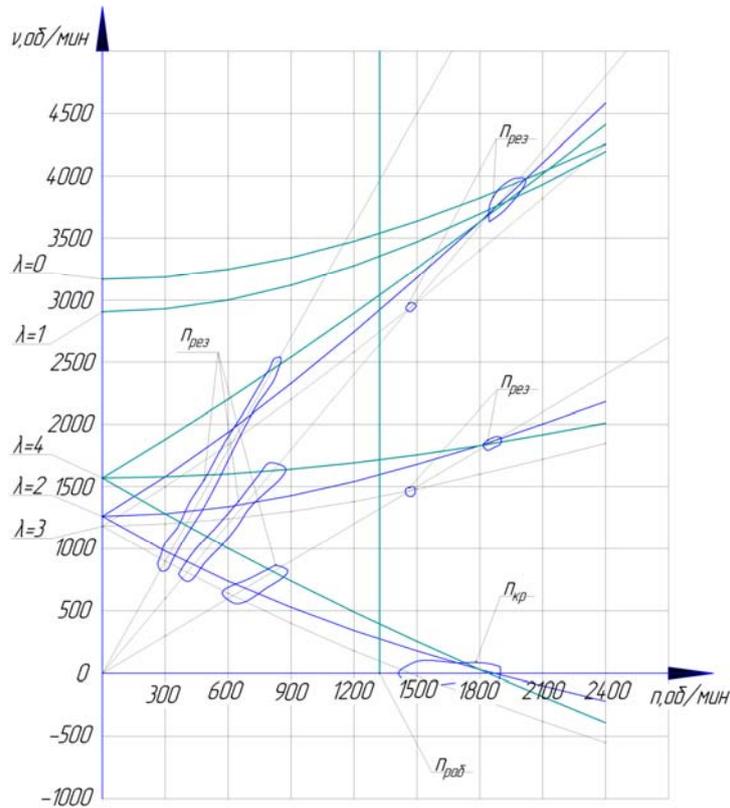


Рис. 5. Диаграмма Кэмпбелла рассчитанной круглой пилы

Из построенной диаграммы видно, что резонансные явления отсутствуют, если число оборотов круглой пилы будет находиться в диапазоне $900 \div 1400 \text{ мин}^{-1}$. Если учесть особенности выбора скоростей резания из теории резания древесины и тот факт, что при повышении числа оборотов повышается устойчивость пильного диска, то наи-

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: