Гусев С.В., Гусев А.С.
Муромский институт (филиал) федерального государственного образовательного учреждения высшего образования «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»
602264, г. Муром, Владимирская обл., ул. Орловская, 23
E-mail:sergei-v.gusev@yandex.ru

Расчет амплитуды колебаний круглой пилы

Амплитуду колебаний диска можно приблизительно оценить по интенсивности её звучания. Сила звука работающей пилы, создаваемого поперечными колебаниями диска, может меняться в широком диапазоне от 60 до 90 дБ, что соответствует звуковому давлению от $2{\cdot}10^4$ до $6{\cdot}10^4$ Па [1].

Связь между звуковым давлением и амплитуды колебаний диска выражается зависимостью[2]

$$P = \rho \cdot c \cdot \omega \cdot a,$$

где ρ – плотность воздуха;
c – скорость звука в воздухе;
ω – угловая частота колебаний;
a – амплитуда поперечных колебаний.

Оценивая типичную частоту колебаний f в 1 кГц, при $\rho = 1{,}29$ кг/м^3, c = 331 м/с, $\omega = 2{\cdot}\pi{\cdot}f = 6{,}28{\cdot}10^3$ 1/с и давлении $p = 2{\cdot}10^4$ Па, имеем

$$a = \frac{P}{\rho \cdot c \cdot \omega} = \frac{2 \cdot 10^4}{1{,}29 \cdot 331 \cdot 6{,}28 \cdot 10^3} = 3{,}8 \cdot 10^{-3} (\text{м}).$$

Такие колебания вызывают изгибающие колебания на режущей кромке зуба, которые можно подсчитать, исходя из граничных условий изгибаемого диска, который можно считать защемлённым как в центре так и на периферии (рис 1).

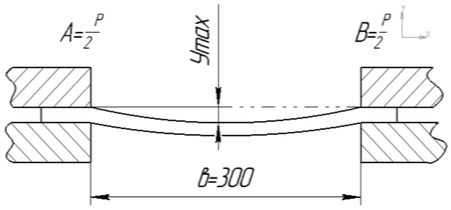

Рис 1. Колебания диска пилы

Уравнение изгиба даёт значение максимального прогиба

$$Y_{max} = \frac{P \cdot b^3}{384 \cdot (1-\mu) \cdot E \cdot I},$$

где I – момент инерции;
E – модуль упругости;
μ – коэффициент Пуассона.

Момент инерции полудиска

$$I = \frac{\pi \cdot b \cdot h^3}{24} = \frac{3{,}14 \cdot 150 \cdot 2^3}{24} = 157 \left(\text{мм}^4\right).$$

$E = 2{,}1{\cdot}10^5$МПа.

Подставив значения I и μ = 0,25 в уравнение прогиба, имеем

$$P = \frac{384 \cdot (1-0{,}25) \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 157}{300^3} = 1600\ (\text{Н}).$$

A = B = 800 Н.

Изгибающие моменты в точках A и B

$$M_a = \frac{P \cdot b}{12} = \frac{1600 \cdot 300}{12} = 4 \cdot 10^4 (Н \cdot мм).$$

Изгибающие напряжения у основания зуба (рис. 2)

$$W = \frac{15 \cdot 2^2}{6} = 10\ (мм).$$

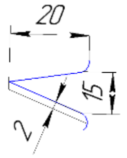

Рис 2. Зуб пилы

Число зубьев в контакте с древесиной определяется из соотношения длины волны поперечных колебаний и длины дуги врезания. При зазоре между стенками пропила и диском e = 1 мм (рис. 3), что составляет $\frac{1}{4}$ радиуса R = 350 мм, составляет 82 мм.

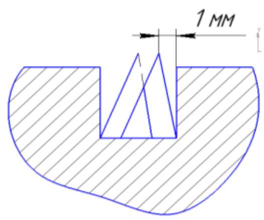

Рис 3. Зазор меду стенками пропила и диском пилы

При этом длина дуги врезания

$$l = 5{,}77 \cdot h = 5{,}77 \cdot 82 = 473\ (мм).$$

Поскольку частота f = 1000 Гц, а скорость вращения n = 1500 об./мин, т.е. 25 об./с.

Т.е. частота колебаний в 40 раз больше частоты вращения, а длина волны составляет 1/40 от длины окружности L = 2·π·R.

$$L = 2 \cdot 3{,}14 \cdot 350 = 2200\ (мм),$$

а длина волны

$$l_b = \frac{L}{40} = \frac{2200}{40} = 55\ (мм).$$

На длине врезания разместится

$$h = \frac{473}{55} \approx 8\ (зубъев),$$

из них 4 будут испытывать изгиб в одну сторону.

Изгибающие напряжения

$$\sigma_{изг} = \frac{2 \cdot M_a}{h \cdot W} = \frac{2 \cdot 4 \cdot 10^4}{8 \cdot 10} = 10^3 (МПа).$$

Для стали с твёрдостью 38…45 HRC предел выносливости составляет [3]

$$\sigma_{-1} = 600 \ldots 700\ МПа\ .$$

Так как зуб имеет треугольную форму, то напряжение по всей длине кромки буду примерно постоянные, превышают предел выносливости приблизительно в 1,.5 раза, что приведёт к её усталостному выкрашиванию.

Литература

1. Теремщук Р.М., Домбругов Н.Д. Справочник радиолюбителя. Киев. АН УССР. 1962.
2. Кухлинг Х. Справочник по физике М.: Мир. 1982.
3. Погодин-Алексеев Г.И. Справочник по машиностроительным материалам. М.: Машгиз.1959. Т1.-551с.