

674.023:621.9

DOI: 10.34220/2311-8873-2021-4-4-76-83

ОБРАБОТКА КОНСТРУКЦИЙ ДИСКОВЫХ НОЖЕЙ
ПРИ БЕССТРУЖЕЧНОМ ДЕЛЕНИИ

Ивановский В.П., Курникова А.Ю., Жужукин Н.В., Сафаров К.Н.

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования «Воронежский государственный
лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова»

Email: anna.kurnikova98@mail.ru

Аннотация: В статье приведена методика определения частоты собственных колебаний системы «вал-диск» и критическое число оборотов для вала со сходной расчётной схемой, а так же методика расчёта максимально допустимой и критической скорости.

Ключевые слова: вал, жёсткость вала, угловая скорость, прогиб, эксцентриситет.

PROCESSING OF DISC KNIFE CONSTRUCTIONS
WITH STRETCHLESS DIVISION

Ivanovsky V.P., Kurnikova A.Yu., Zhuzhukin N.V., Safarov K.N.

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education
«Voronezh State Forestry University. G.F. Morozova»

Email: anna.kurnikova98@mail.ru

Summary: The article describes methods of determining the natural frequency of the system "shaft-drive" and the critical speed for a shaft with similar design scheme and method of calculating the maximum allowable and critical speed.

Keywords: shaft, shaft stiffness, angular velocity, deflection, eccentricity.

Надёжность инструментов и безопасность их работы должны соответствовать комплексным параметрам их длительной эксплуатации [1], особенно для инструментов, изготовленных из природных материалов, максимальная скорость резания ограничивается и конструкцией вала и прочностью диска. Когда диск вращается, возникает центробежная сила, которая приводит к тангенциальным и радиальным напряжениям. От сил направленных из центра исследуемой системы возникает напряжение в тангенциальном направлении по сече-

нию диска, которое играет основную роль [2, 3]

$$F_{\text{центр}} = m\omega^2 R(H); \quad (1)$$

$$\tau = U_{\text{окр}}^2 \frac{P_{\text{уд}}(3+\mu)}{4q} + \left(1 + \frac{1-\mu}{3+\mu} a^2\right) (H/mm^2), \quad (2)$$

где $F_{\text{центр}}$ – центробежная сила; ω – угловая скорость вращения; m – масса данного элемента; τ – напряжение в тангенциальном направлении; $U_{\text{окр}}$ – скорость вращения диска по окружности; μ – коэффициент рассчитанный Пуассоном; q – ускорение силы тяжести; a – радиус посадочного отверстия к наружному радиусу диска; $P_{\text{уд}}$ – удельная масса диска.

Данные максимальные тангенциальные напряжения возникают в области, расположенной рядом с посадочным отверстием, поэтому, его величина измеряет скорость работы диска. Для расчёта высшей скорости работы диска, необходимо приравнять высшие напряжения в тангенциальном направлении и предела прочности диска, исходя из этого, получим уравнение:

$$U = \left[\frac{\sigma_{\text{в}} \cdot q}{P_{\text{уд}}(3+\mu) \cdot \left(1 + \frac{1-\mu}{3+\mu} a^2\right)} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (3)$$

Выявлено то, что высшая скорость U не должна совпасть с той, которая является критической.

Скорость, которая является критической для резания определяется из условий, которые приравнивают частоты вращения для вынужденной частоты диска при колебаниях: $f_{\text{собств}}$ – частота при собственных колебаниях диска, которая вычисляется по формуле, Гц:

$$f_{\text{собств.}} = \frac{(c/R)^2 S}{4\pi R^2} \left(\frac{q \cdot E}{3P_{\text{уд}}(1-\mu^2)} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (4)$$

где c – радиус зажимной шайбы; E – модуль упругости материала диска; S – это толщина диска; R – радиус диска (наружный).

$$f_{\text{вын}} = \left(f_{\text{собств.}}^2 + cn^2 \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (5)$$

где c – это коэффициент скорости; n – частота вращения вала в секунду.

Установлено, что требуемые частоты колебаний дисков и частоты вращения

не должны быть одинаковыми и не быть кратными, в противном случае может возникнуть резонансное явление. Во время сборки валов необходимо, точнее выровнять геометрическую ось диска с центром тяжести диска. С увеличением частоты вращения вала возрастает эксцентриситет центра тяжести, что приводит к нелинейному увеличению центробежных сил [4, 5]. Для того, чтобы не учитывать сколько весит вал, будем считать что его ось вертикальная (рис. 1). Будем считать расстояние « e » от оси вала, в точке Ц установлен центр тяжести. Из-за вращения центробежная сила F вызывает деформацию вала « e », её величина будет зависеть и от размеров и от материалов, из которых изготовлен вал:

$$F = m(e + e')\omega^2, \quad (6)$$

где F – это центробежная сила; ω – угловая скорость вала; m – масса данного вала.

Жесткость вала также рассчитывается величиной, которая возникает с помощью центробежной силы:

$$F = ce; \quad (7)$$

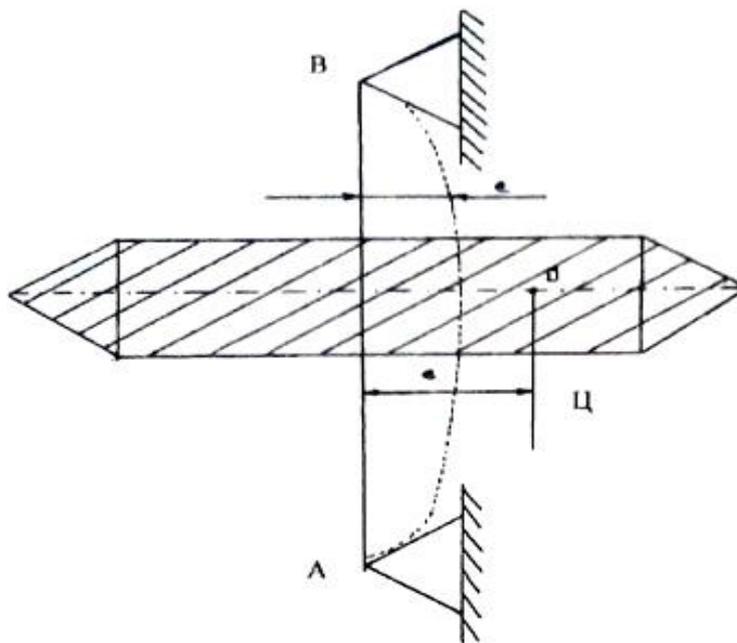


Рисунок 1 – Схема прогиба вала под действием центробежных сил

Из вычисленного равенства выразим величину прогиба вала:

$$e = \frac{me'\omega^2}{c - m\omega^2}. \quad (8)$$

В случае, если знаменатель будет близок к нулю, то прогиб вала велик:

$$c - m\omega^2 = 0; \quad (9)$$

Определим угловую скорость критического вращения вала и частоты оборотов:

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}; \quad (10)$$

$$n_{кр} \approx 300 \sqrt{\frac{C}{G}}, \quad (11)$$

где G – это вес диска, Н.

Если, рассчитаем через ускорение свободного падения, то получим, сек⁻¹:

$$n_{кр} = 12\pi CqG, \text{ (сек}^{-1}\text{)}; \quad (12)$$

где $n_{кр}$ – это частота собственных колебаний вала. Причиной явления резонанса служит критическое число оборотов вала. В этом случае получим уравнение движения:

$$m \frac{d^2 l}{dt^2} = -Cl, \quad (13)$$

или

$$\frac{d^2 l}{dt^2} + \alpha^2 l = 0, \quad (14)$$

$$\text{где} \quad \alpha^2 = \frac{c}{m}; \quad (15)$$

Объединяя данное уравнение, получим:

$$l = A \cos \alpha t + B \sin \alpha t; \quad (16)$$

где, A и B являются постоянными, которые будут зависеть от условия движения вала с соответствующим гармоническими колебаниям вала и периодом:

$$T = 2\pi\alpha; \quad (17)$$

Прогиб e' уменьшится, а вместе с ним и амплитуда колебаний вала, с началом резания и возникновения сил сопротивления, в том случае, если увеличить угловую скорость вращения вала. Для технологического режима процессов деления вал должен работать со скоростью ниже критических, то есть, быть жестким. Перейдя от невесомого вала к горизонтальному мы получаем анало-

гичное уравнение для центробежной силы: $F = m(e + e')\omega^2$. Из-за массы диска вал дополнительно прогибается « e'' »:

$$e'' = \frac{Gq}{c}, \quad (18)$$

где Gq – это вес диска.

В этом случае критическое число оборотов вала составит:

$$n_{кр} \approx \frac{300}{\sqrt{e''}}, \quad (19)$$

Опасная скорость ориентируется прогибом вала из-за воздействия на него собственной массы и массы диска. Итоговые силы сопротивления могут быть выражены с помощью негармоничного, периодического и не периодического закона. Эти силы будут заданы гармоническим анализом, по ряду и интегралом Фурье. Диск, который постоянно в контакте с древесиной выражается гармоническим колебанием по ряду Фурье.

Дифференциальное уравнение движения может быть описано в виде уравнения:

$$\frac{d^2l}{dt^2} + n_{кр}^2 l = \frac{1}{m} F(t), \quad (20)$$

где $n_{кр}$ – частота собственных колебаний вала; $F(t)$ – действующая возмущающая периодическая сила; m – масса вала.

Представим действующую силу в виде ряда Фурье:

$$F(t) = a_0 + a_1 \cos \omega t + a_2 \cos 2\omega t + \dots + B_1 \sin \omega t + B_2 \sin 2\omega t + \dots, \quad (21)$$

где $\omega = \frac{2\pi}{T}$ – частота действия возмущающей силы; a и b – коэффициенты ряда:

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_0^T F dt, \quad (22)$$

$$a_1 = \frac{1}{T} \int_0^T F \cos \omega t dt, \quad (23)$$

$$a_2 = \frac{1}{T} \int_0^T F \cos 2\omega t dt, \quad (24)$$

$$B_1 = \frac{1}{T} \int_0^T F \sin \omega t dt, \quad (25)$$

$$B_2 = \frac{1}{T} \int_0^T F \sin 2\omega t dt. \quad (26)$$

Общее решение представленного выше дифференциального уравнения состоит из решений однородного уравнения:

$$e = c_1 \cos n_{кр} t + c_2 \sin n_{кр} t; \quad (27)$$

и частного решения неоднородного уравнения в форме:

$$e = \frac{1}{mn_{кр}} \int_0^t F(\tau) \sin n_{кр} (t - \tau) d\tau, \quad (28)$$

где τ – переменная интегрирования; t – время резания.

Проблема уравнивания валов деревообрабатывающих станков приобретает на настоящем этапе особенно важное значение в связи с внедрением перспективных оборудования и инструментов. Так, при высоких скоростях вращения, статическая и динамическая неуравновешенность приводит к увеличению давлений на опоры, превосходящие внешние силы резания. Неуравновешенность приводит и к увеличению знакопеременных сил инерции. При совпадении частот вибраций с частотой собственных колебаний системы «вал – инструмент» приводит к явлению резонанса. Поэтому при внедрении нового оборудования и инструмента, для исключения резонансных частот, очень важно точно определить собственную частоту колебаний данной системы. Наиболее распространённая расчётная схема пильного вала универсального круглопильного станка (рис. 2) представляет собой двухопорный весомый вал, консольной с переменной жесткостью. На консолях сосредоточены вращающиеся массы шкива и диска. Пильный вал, расположенный между опорами считаем сбалансированным валом. Такая расчётная схема подходит и для универсального фрезерного станка, где также, может быть установлен режущий диск. Расчётная схема совмещена со схемой распределения масс в общем виде.

Круговая частота собственных колебаний пильного вала, Гц:

$$\omega = \alpha \beta \gamma, \quad (29)$$

где α, β, γ – расчётные коэффициенты колебаний.

$$\alpha = \sqrt{\frac{EJg}{ql^3}}; \quad (30)$$

$$\beta = m_1 l_1^2 (3 + 2l_1)^2 + m_2 l_2^2 (3 + 2l_2)^2 + 0.3; \quad (31)$$

$$\gamma = k_2^2 \left(\frac{l_2}{4} j_2 + \frac{l_2}{4} j_2 + \frac{j}{3} + \frac{j}{4} \right) + k_1^2 \left(\frac{l_1}{3} j_1 + \frac{l_1}{4} j_1 + \frac{j}{3} + \frac{j}{0.2} \right) + k_1 k_2 \left(\frac{j}{3} + \frac{j}{6} \right) + (k_1 + k_2) \frac{j}{20} + (1.5k_2 + k_1) \frac{j}{50} + 0.3J(i + 0.9),$$

где E – модуль упругости вала; J – момент инерции сечения вала в пролёте между опорами.

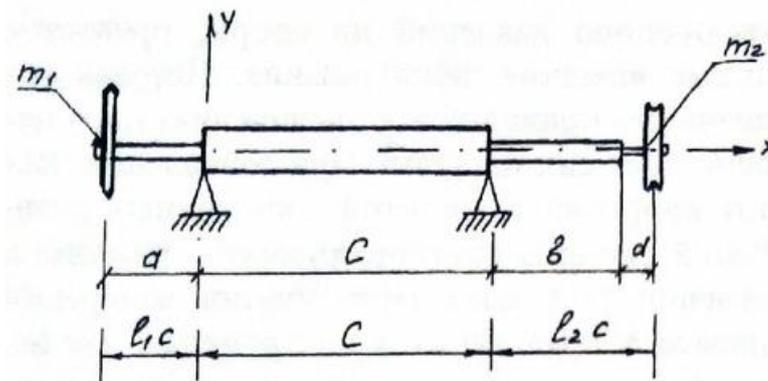


Рисунок 2 – Расчётная схема пильного вала

$$J = \frac{\pi d_i^4}{64}; \quad (33)$$

где d_i – диаметры сечений участков вала: a, b, c, d , см; ql – масса вала в пролёте между опорами.

$$ql = \int \frac{\pi d^2}{4} c, \quad (34)$$

где c – длина пролёта; d – диаметр вала в пролёте; p – плотность вала; m_i – параметр распределения масс.

$$m_i = \frac{M_i}{ql}; \quad (35)$$

где I – относительная длина участка.

Коэффициенты:

$$k_1 = m_1 \cdot 1^2 (3 + 2 \cdot 1); \quad (36)$$

$$k_2 = m_2 \cdot 2^2 (3 + 2 \cdot 1). \quad (37)$$

Относительные жесткости на каждом участке:

На участке c :

$$\frac{J_0}{J} = i + jx; \quad (38)$$

На участке a :

$$\frac{J_0}{J_1} = i_1 + j_1 x; \quad (39)$$

На участке b и d :

$$\frac{J_0}{J_2} = i_2 + j_2 x. \quad (40)$$

Вывод

На основе представленного энергетического метода с применением ЭВМ легко определить собственную частоту колебаний системы «вал – диск» методом собственных колебаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Ивановский, В. П. Методические указания по обучению безопасным методам работы на станках общего назначения / В. П. Ивановский ; ВГЛТА. – Воронеж, 1993. – 30 с.

2 Ивановский, В. П. Бесстружечное резание древесины мягких пород / В. П. Ивановский. – Воронеж : ВГУ, 2003. – 170 с.

3 Ивановский, В. П. К определению собственных колебаний пильного вала оснащенного диском бесстружечного резания / В. П. Ивановский // Технологии и оборудование деревообработки в 21 веке : межвуз. сб. науч. тр. / под ред. проф. Шамаева В. А.; ВГЛТА. – Воронеж, 2003. – С. 75-79.

4 Манжос Ф. М. Качество дереворежущих инструментов / Ф. М. Манжос // Новое в технике и технологии деревообработки : науч. тр. Украин. НИИ механ. обработки древесины. – М. : Лесн. пром-сть, 1972. – С. 6-23.

5 Санников А. А. Решение проблемы виброзащиты и вибродиагностика бумагоделательного и лесопильного оборудования : автореф. дис. ... д. т. н. / А. А. Санников. – Екатеринбург : Уральск. гос. лесотехн. ун-т, 2002. – 36 с.