

# Машиностроение и машиноведение

УДК 621.9:539.3

doi: 10.18698/0536-1044-2018-12-3-9

## К расчету динамики круглой пилы роботизированного узла для деревообработки

А.Ю. Карпачев<sup>1</sup>, А.С. Воякин<sup>2</sup><sup>1</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана<sup>2</sup> МФ МГТУ им. Н.Э. Баумана

## On the Calculation of the Dynamics of a Circular Saw of the Robotic Woodworking Assembly

A.U. Karpachev<sup>1</sup>, A.S. Voyakin<sup>2</sup><sup>1</sup> Bauman Moscow State Technical University<sup>2</sup> Bauman Moscow State Technical University, Mytishchi Branch

Повышение производительности автоматизированных процессов обработки материалов требует исследования динамики элементов используемой робототехнической системы. Проектирование такой системы связано с трудностями обоснования выбора допустимых характеристик, обеспечивающих заданную работоспособность. Для деревообрабатывающего оборудования, оснащенного роботизированными узлами, актуальной задачей является определение рациональных кинематических режимов применения круглых пил, совершающих сложные вращательные движения. Она решена на основе анализа поведения упругого тонкого диска, относительно и переносное вращение которого происходит вокруг пересекающихся осей. Таким образом, установлена связь переменных напряжений в диске с кинематическими характеристиками его движения. Результаты выполненного исследования позволяют вводить ограничения на переносную скорость вращения круглой пилы при максимально допустимой скорости резания (обработки) материала.

**Ключевые слова:** круглая пила, пильный диск, скорость переносного вращения, ускорение Кориолиса

Improving the performance of automated material processing processes requires the study of the dynamics of the robotic system elements. Designing such a system is associated with the difficulty of justifying the choice of acceptable characteristics that provide the required efficiency. For woodworking machines equipped with robotic units it is important to determine the rational kinematic modes for using circular saws that make complex rotational motions. This is done by analyzing the behavior of a thin elastic disk, the relative and translatory rotation of which occurs around intersecting axes. In doing so, a connection between variable stresses in the disk and the kinematic characteristics of motion is established. The results of the study provide an opportunity to impose restrictions on the translatory rotational speed of the circular saw at the maximum allowable cutting speed (processing) of the material.

**Keywords:** circular saw, saw blade, translatory rotational speed, Coriolis acceleration

В последнее время в деревообрабатывающем станкостроении появились специализированные обрабатывающие центры (ОЦ) с числовым программным управлением, предназначенные для изготовления крупногабаритных деревянных (в том числе клееных) деталей для деревянного домостроения. Номенклатура таких деталей достаточно широка, начиная от стеновых брусков сечением 250×250 мм и наружных стеновых панелей длиной до 18 000 мм, шириной до 3000 мм, толщиной до 400 мм и заканчивая элементами стропильных конструкций крыш, получаемых чаще всего пилением и фрезерованием деревянных заготовок.

Примером такого центра может служить ОЦ «Хундеггер К2-робот» (Германия), оснащенный роботом, разработанным с учетом установки на нем электрического шпинделя (ЭШ) высокой мощности с моторизованными группами вращения вокруг осей  $AX$  и  $BY$  (рис. 1).

Оба вала интерполированы с линейными осями системы с числовым программным управлением. На валу ЭШ установлен энкодер контроля частоты вращения и скорости перемещения робота. Аналогично выполнен и роботизированный пильный ЭШ Uniteam Ultra (Италия).

Наибольшие динамические нагрузки при работе ОЦ Uniteam Ultra («Хундеггер К2-робот») возникают в процессе переносного движения вращающейся твердосплавной круглой пилы диаметром 640 (800) мм с толщиной диска 5,4 (6,8) мм. Захват пилы из инструментального магазина ОЦ происходит в автоматическом режиме, причем при переносе в зону резания выполняется ее включение с одновременной

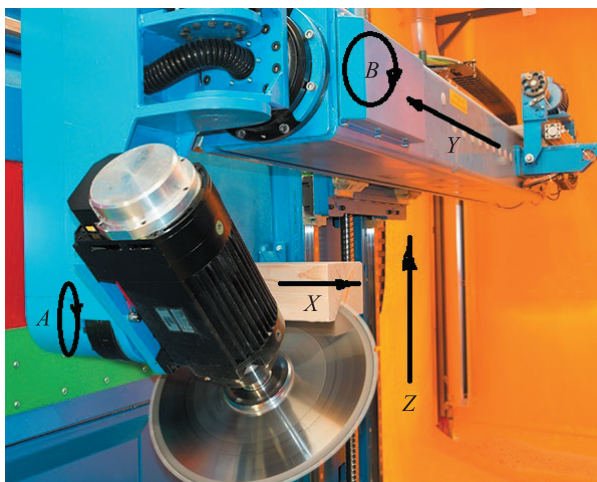


Рис. 1. Роботизированный пильный ЭШ ОЦ «Хундеггер К2-робот»

ориентацией по осям в пространстве для проведения пропила в заданной плоскости. Рабочая частота вращения пилы при резании составляет 2500...4000 мин<sup>-1</sup>.

В зависимости от операции пиления в пространстве пила может занимать различное положение относительно обрабатываемой заготовки, однако в любом случае ее ориентация должна обеспечивать процесс встречного пиления древесины вследствие технологических ограничений.

Например, при формировании на торце бруса толщиной 300 мм лобовой врубки пиление осуществляется за два прохода: сначала брус надрезается в нужной плоскости на половину толщины при подводе пилы к его нижней пласти. Затем после выхода диска пилы из пропила она разворачивается на необходимый угол в вертикальной плоскости, поднимается вверх и подводится к верхней пласти бруса, завершая пропил также при встречном пиление.

Таким образом, в роботизированных деревообрабатывающих комплексах дисковый инструмент (как твердое тело) приводится в исполнительное положение (рабочее состояние), совершая сложное движение в пространстве. Наибольшая опасность, связанная с возникновением в инструменте недопустимых по критерию прочности напряжений, возникает в том случае, когда относительное и переносное движения представляют собой вращение вокруг взаимно перпендикулярных пересекающихся осей. В указанном движении корпус пилы деформируется за счет сил инерции, обусловленных ускорениями его частиц [1]:

$$\mathbf{a} = \mathbf{a}_r + \mathbf{a}_e + \mathbf{a}_k,$$

где  $\mathbf{a}_r$  и  $\mathbf{a}_e$  — относительное и переносное ускорения;  $\mathbf{a}_k$  — ускорение Кориолиса.

Последняя составляющая ускорения определяется выражением [1]

$$\mathbf{a}_k = 2(\boldsymbol{\omega}_e \times \mathbf{v}_r),$$

где  $\boldsymbol{\omega}_e$  — угловая скорость (частота) переносного вращения;  $\mathbf{v}_r$  — относительная скорость.

Такое движение приводит к растяжению диска и его изгибу, напряжения от которого изменяются циклически с частотой относительного вращения, а амплитуда, очевидно, будет зависеть от переносной частоты.

Цель работы — установить критерий работоспособности выбранного пильного диска роботизированного центра для максимального

допустимого сокращения времени подготовки к процессу обработки.

На практике это позволит существенно снизить риск возникновения высоких переменных напряжений и обусловленных ими усталостных разрушений корпусов пил [2, 3].

**Постановка задачи.** Расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) диска пилы с позиции двумерной геометрически нелинейной теории круглых пластин является слишком трудоемкой задачей [4]. Поэтому приняты допущения, обеспечивающие ее сведение к формулировке и решению одномерной краевой задачи на основе линеаризованных уравнений [5–7].

Перемещения точек срединной плоскости диска в направлении нормали к ней  $W$  считаем малыми по сравнению с его радиусом  $c$ . Рассмотрим случаи, когда частота переносного вращения  $\omega_e$  много меньше угловой скорости (частоты) относительного (собственного) вращения  $\omega_r$ . Это дает основание принять движение диска как сферическое с распределением ускорений Кориолиса его точек (рис. 2), вычисляемых по формуле

$$a_k = 2\omega_e \omega_r r \cos \theta,$$

а также учитывать в расчетах относительное ускорение точек диска

$$a_r = \omega_r^2 r$$

и пренебрегать их переносным ускорением  $a_e$ .

Линеаризованные уравнения равновесия использованы в предположении, что НДС диска со-

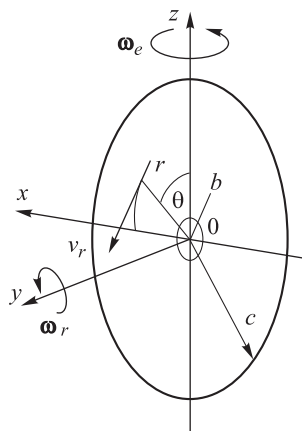


Рис. 2. Геометрические параметры и кинематическая схема движения диска в целом и его точек срединной поверхности, заданных в полярной системе координат  $(r, \theta)$

стоит из основного и дополнительного. Первое, вызванное растяжением диска в его плоскости, обусловлено распределенными силами инерции относительного движения  $q_r$ , второе НДС — изгибом из его плоскости (как следствие проявления сил инерции Кориолиса).

Для определения основного НДС использованы расчетная схема, приведенная на рис. 3, и основные соотношения теории растяжения круглых пластин в виде системы из двух дифференциальных уравнений и одного алгебраического уравнения [8–10], допускающие аналитическое решение:

$$\begin{aligned} \tilde{N}_r = \frac{\tilde{q}_r}{8} \left\{ (1+\mu)\tilde{k}^2 - (3+\mu)\tilde{r}^2 - \right. \\ \left. - \tilde{r}^{-2} \left[ (1+\mu)\tilde{r}^2 + (1-\mu)\tilde{k}^2 \right] \left[ (1+\mu)\tilde{k}^2 - \right. \right. \\ \left. \left. - (3+\mu) \left[ (1+\mu) + (1-\mu)\tilde{k}^2 \right]^{-1} \right] \right\}; \end{aligned} \quad (1a)$$

$$\begin{aligned} \tilde{N}_\theta = \frac{\tilde{q}_r}{8} \left\{ (1+\mu)\tilde{k}^2 - (1+3\mu)\tilde{r}^2 - \right. \\ \left. - \tilde{r}^{-2} \left[ (1+\mu)\tilde{r}^2 + (1-\mu)\tilde{k}^2 \right] \left[ (1+\mu)\tilde{k}^2 - \right. \right. \\ \left. \left. - (3+\mu) \left[ (1+\mu) + (1-\mu)\tilde{k}^2 \right]^{-1} \right] \right\}. \end{aligned} \quad (16)$$

Здесь  $\tilde{N}_r, \tilde{q}_r, \tilde{r}, \tilde{N}_\theta$  — безразмерные параметры;  $\mu$  — коэффициент Пуассона;  $\tilde{k} = b/c$  ( $b$  — радиус зажимных фланцев диска).

Безразмерные параметры имеют вид:

$$\tilde{N}_{(r \leftrightarrow \theta)} = \frac{\eta c^2}{Eh^3} N_{(r \leftrightarrow \theta)}; \quad \tilde{q}_r = \frac{\eta c^4}{Eh^2} \rho \omega_r^2; \quad \tilde{r} = \frac{r}{c},$$

где  $\eta = 12(1-\mu^2)$ ;  $E$  — модуль упругости;  $h$  — толщина диска;  $N_r, N_\theta$  — силы в сечениях, отнесенные к единице длины сечения (см. рис. 3);  $\rho$  — плотность материала диска.

Формулы (1a), (16) справедливы при защемлении внутреннего контура диска фланцем и свободном внешнем контуре [3].

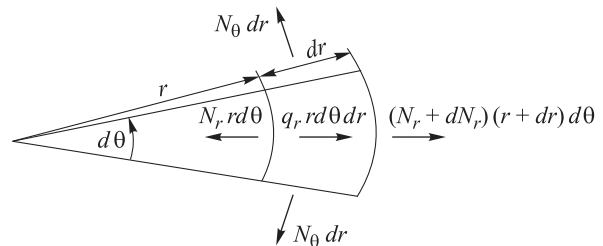


Рис. 3. Расчетная схема системы сил, приводящей к растяжению диска (пластины)

Движения элемента пластины при ее изгибе описываются линеаризованными дифференциальными уравнениями [11, 12]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(rM_{r\theta})}{\partial r} + M_{r\theta} + \frac{\partial M_\theta}{\partial \theta} - Q_\theta &= 0; \\ \frac{\partial(rM_r)}{\partial r} + M_\theta + \frac{\partial M_{r\theta}}{\partial \theta} - Q_r r &= 0; \\ \frac{\partial(rQ_r)}{\partial r} + \frac{\partial Q_\theta}{\partial \theta} + q_n r + N_r r \frac{\partial^2 W}{\partial r^2} + \\ + N_\theta r \left( \frac{\partial^2 W}{r^2 \partial \theta^2} + \frac{\partial W}{r \partial r} \right) - q_r h r \frac{\partial W}{\partial r} &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $M_{r\theta}$  и  $M_r$ ,  $M_\theta$  — момент кручения и изгибающие моменты в сечениях пластины;  $Q_\theta$ ,  $Q_r$  — проекции поперечных сил на нормаль к деформированному элементу пластины;  $q_n$  — распределенная инерционная сила Кориолиса,  $q_n = 2\rho h \omega_e \omega_r r \cos\theta$ ;  $W = W(r, \theta)$ .

Выражения (2) получены добавлением в уравнения равновесия элемента пластины [6] распределенной инерционной силы  $q_n$ , что показано на рис. 4.

Первые два выражения системы (2) соответствуют уравнениям моментов, причем изгибающие моменты  $M_r$ ,  $M_\theta$  и момент кручения  $M_{r\theta}$  в сечениях пластины связаны с ее прогибом соотношениями упругости [12]:

$$\begin{aligned} M_r &= -\frac{Eh^3}{\eta} \left[ \frac{\partial^2 W}{\partial r^2} + \mu \left( \frac{\partial W}{r \partial r} + \frac{\partial^2 W}{r^2 \partial \theta^2} \right) \right]; \\ M_\theta &= -\frac{Eh^3}{\eta} \left[ \mu \frac{\partial^2 W}{\partial r^2} + \left( \frac{\partial W}{r \partial r} + \frac{\partial^2 W}{r^2 \partial \theta^2} \right) \right]; \\ M_{r\theta} &= -\frac{Eh^3}{12(1+\mu)} \left( \frac{\partial^2 W}{r \partial r \partial \theta} - \frac{\partial W}{r^2 \partial \theta} \right), \end{aligned} \quad (3)$$

а приведенную поперечную силу в кольцевом сечении можно определить по формуле

$$Q = Q_r + \frac{\partial M_{r\theta}}{r \partial \theta}.$$

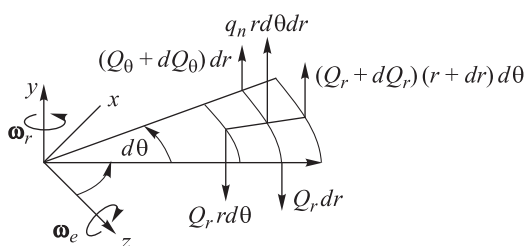


Рис. 4. Схема системы сил, приводящих к изгибу диска (пластины)

Третье выражение в системе (2) соответствует уравнению проекций поперечных сил  $Q_r$ ,  $Q_\theta$  на нормаль к деформированному элементу пластины.

При деформации диска наблюдается его перегиб или образование формы деформирования с одним узловым диаметром, перемещения точек которого  $W = 0$ . Вследствие этого переменные, входящие в состав системы (2), представим в следующем виде:

$$\begin{aligned} W &= w \cos\theta; \quad M_{r\theta} = H \sin\theta; \\ M_r &= M \cos\theta; \quad Q_r = V_r \cos\theta; \\ M_\theta &= L \cos\theta; \quad Q_\theta = V_\theta \sin\theta; \\ Q &= V \cos\theta, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $w$ ,  $H$ ,  $M$ ,  $V_r$ ,  $L$ ,  $V_\theta$ ,  $V$  — переменные функции, зависящие от  $r$ .

Введем безразмерные параметры

$$\begin{aligned} \tilde{w} &= \sqrt{\eta} \frac{w}{h}; \quad \tilde{M} = \frac{c^2 \eta^{3/2}}{Eh^4} M \quad (M \leftrightarrow H, L); \\ \tilde{V} &= \frac{c^3 \eta^{3/2}}{Eh^4} V \quad (V \leftrightarrow V_r, V_\theta), \end{aligned} \quad (5)$$

причем

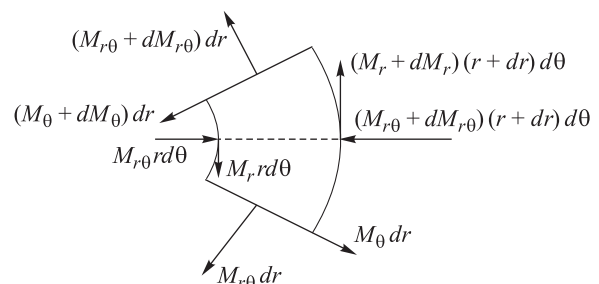
$$\frac{d\tilde{w}}{d\tilde{r}} = \tilde{\vartheta}, \quad (6)$$

где  $\tilde{\vartheta} = \sqrt{\eta} c \vartheta / h$  ( $\vartheta$  — угол поворота нормали к плоскости диска).

Представив приведенную поперечную силу в виде  $\tilde{V} = \tilde{V}_r + \tilde{H} \tilde{r}^{-1}$ , после преобразований системы (2) с учетом выражений (3)–(6) получим систему уравнений в форме одного векторно-матричного дифференциального уравнения [5]

$$\frac{d}{d\tilde{r}} \{Y\} = [B] \{Y\} + \{D\}, \quad (7)$$

где  $\{Y\} = (y_1, y_2, y_3, y_4)^T$ ,  $y_1 = \tilde{w}$ ;  $y_2 = \tilde{\vartheta}$ ;  $y_3 = \tilde{M}$ ;  $y_4 = \tilde{V}$ ;  $[B]$  — матрица (размером  $4 \times 4$ ) переменных коэффициентов;  $\{D\} = (0, 0, 0, -\tilde{q}_k \tilde{r})^T$ ,  $\tilde{q}_k = 2\rho \omega_e \omega_r c^5 \eta^{3/2} / (Eh^3)$ .



Элементы матрицы  $[B]$  имеют вид:

$$\begin{aligned} b_{11} &= 0; \quad b_{12} = 1; \quad b_{13} = 0; \quad b_{14} = 0; \quad b_{21} = \mu \tilde{r}^{-2}; \\ b_{22} &= -\mu/\tilde{r}; \quad b_{23} = -1; \quad b_{24} = 0; \\ b_{31} &= (3+\mu)(1-\mu)\tilde{r}^{-3}; \quad b_{32} = -(3+\mu)(1-\mu)\tilde{r}^{-2}; \\ b_{33} &= -(1-\mu)\tilde{r}^{-1}; \quad b_{34} = 1; \\ b_{41} &= [(3+\mu)(1-\mu)\tilde{r}^{-2} - (\mu\tilde{N}_r - \tilde{N}_\theta)]\tilde{r}^{-2}; \\ b_{42} &= \tilde{q}_r\tilde{r} + (\mu\tilde{N}_r - \tilde{N}_\theta)\tilde{r}^{-1} - (3+\mu)(1-\mu)\tilde{r}^{-3}; \\ b_{43} &= \mu\tilde{r}^{-2} + \tilde{N}_r; \quad b_{44} = -\tilde{r}^{-1}. \end{aligned}$$

Для принятого закрепления диска на внутреннем контуре решение уравнения (7) должно удовлетворять следующим граничным условиям:

$$\begin{aligned} \tilde{w} &= 0, \quad \tilde{\vartheta} = 0 \quad \text{при} \quad \tilde{r} = \tilde{k} = b/c; \\ \tilde{M} &= 0, \quad \tilde{V} = 0 \quad \text{при} \quad \tilde{r} = 1. \end{aligned} \tag{8}$$

**Метод расчета.** Численное решение сформулированной краевой задачи целесообразно проводить, используя метод начальных параметров [9, 13]. Алгоритм ее расчета сводится к последовательному решению задач Коши. При этом ее решение  $\{Y\}$  складывается из общего решения однородного уравнения и частного решения неоднородного уравнения  $\{Z\}$ :

$$\{Y\} = [y]\{C\} + \{Z\},$$

где  $[y]$  — матрица общих решений;  $\{C\}$  — вектор констант.

С учетом граничных условий на внутреннем контуре диска оно имеет вид

$$\{Y\} = C_3 \{y^3\} + C_4 \{y^4\} + \{Z\},$$

где  $\{y^3\}, \{y^4\}$  — частные решения, получаемые путем двукратного интегрирования уравнения (7) при  $\{D\} = 0$  с граничными условиями вида  $\{Y\}_0 = (0, 0, 1, 0)^T$  и  $\{Y\}_0 = (0, 0, 0, 1)^T$ .

Третье интегрирование неоднородного уравнения (7) должно быть проведено с нулевыми компонентами  $\{Y\}_0$ . После определения вектора констант из уравнения, составленного на основе удовлетворения граничным условиям на внешнем контуре диска (8), путем еще одного интегрирования уравнения (7) будет получено искомое решение.

При численных расчетах для интегрирования системы дифференциальных уравнений целесообразно использовать стандартные алгоритмы и программы, реализующие методы Рун-

ге — Кутты или Кутты — Мерсона на алгоритмических языках [14, 15].

**Пример расчета.** Обратимся к результатам численных расчетов НДС диска в зависимости от кинематических характеристик его сферического движения.

Для случаев, когда частота переносного вращения пыльного диска  $\omega_e = 2\pi \text{ с}^{-1}$  и  $\omega_e = 4\pi \text{ с}^{-1}$  принято следующее:  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ;  $\mu = 0,3$ ;  $\rho = 7811 \text{ кг/м}^3$ ;  $c = 0,4 \text{ м}$ ;  $h = 0,0068 \text{ м}$ ;  $\tilde{k} = 0,2$  и  $\omega_r = 418,9 \text{ с}^{-1}$ .

По результатам расчетов установлено, что напряжения растяжения диска на порядок меньше изгибных. Однако пренебрежение ими в уравнении (7) приводит к трехкратному увеличению максимального прогиба диска при изгибе  $W = W(c, \theta)$ , который для  $\omega_e = 4\pi \text{ с}^{-1}$  составлял 14,2 мм. Можно считать, что изменения напряжений в диске во времени носят симметричный циклический характер. Их амплитудные значения приняты в виде эквивалентных напряжений [11], определяемых по формуле

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{6Eh^2}{\eta^{3/2}c^2} \sqrt{\tilde{M}_r^2 + \tilde{M}_\theta^2 - \tilde{M}_r\tilde{M}_\theta + 3\tilde{M}_{r\theta}^2}.$$

На рис. 5 приведены результаты расчета указанных напряжений. Их максимальные значения имеют место на контуре закрепления диска.

Запас по усталостной прочности представляет отношение предела выносливости  $\sigma_{-1}$  к  $\sigma_{\text{экр}}$  (при испытаниях на изгиб образцов из инструментальных сталей  $\sigma_{-1}$  составляет порядка

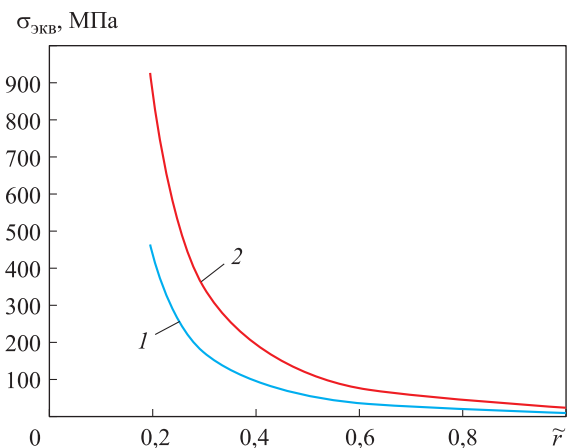


Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений  $\sigma_{\text{экр}}$  вдоль радиуса пыльного диска  $\tilde{r}$  при различных значениях переносной частоты вращения:  
1 —  $\omega_e = 2\pi \text{ с}^{-1}$ ; 2 —  $\omega_e = 4\pi \text{ с}^{-1}$

40...50 % предела прочности  $\sigma_b$  [16], например, у стали марки 9ХФМ  $\sigma_{-1} = 723$  МПа,  $\sigma_b = 1411$  МПа [3]). Представленные графики (см. рис. 5) позволяют сделать заключение об опасности разрушения диска в зависимости от частоты переносного вращения. Так, сопоставление предела выносливости  $\sigma_{-1}$  для указанной марки стали с данными, приведенными на рис. 5, свидетельствует о том, что вращение пилы с частотой  $\omega_e$ , превышающей полтора оборота в секунду ( $3\pi \text{ с}^{-1}$ ), становится опасным из-за ее возможного малоциклового разрушения диска.

## Выводы

1. Анализ НДС вращающегося пильного диска при переносе в зону резания и выхода из нее для перехода к новой операции показал необходимость ограничения скорости его переносного вращения.

2. Предложенный инженерный метод позволяет эффективно определить допустимые кинематические режимы использования круглых пил в роботизированных деревообрабатывающих центрах.

## Литература

- [1] Колесников К.С. *Курс теоретической механики*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 580 с.
- [2] Феодосьев В.И. *Сопrotivление материалов*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 590 с.
- [3] Стахийев Ю.М. *Работоспособность плоских круглых пил*. Москва, Лесная промышленность, 1989. 384 с.
- [4] Коваленко А.Д. *Круглые пластины переменной толщины*. Москва, Физматгиз, 1959. 295 с.
- [5] Карпачев А.Ю. О деформации упругого тонкого диска при сферическом движении. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2012, № 7(7), с. 22, doi: 10.18698/2308-6033-2012-7-294
- [6] Карпачев А.Ю. Влияние вальцевания на динамические характеристики круглых пил и фрез. *Вестник машиностроения*, 2007, № 12, с. 42–47.
- [7] Карпачев А.Ю. Поведение одномерных и двумерных моделей при сферическом движении. *Фундаментальные и прикладные задачи механики. Тез. докл. Междунар. науч. конф.*, Москва, 24–27 октября 2017, Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017, с. 19–20.
- [8] Демьянушко И.В., Биргер И.А. *Расчет на прочность вращающихся дисков*. Москва, Машиностроение, 1978. 247 с.
- [9] Бидерман В.Л. *Механика тонкостенных конструкций. Статика*. Москва, Машиностроение, 1977. 488 с.
- [10] Карпачев А.Ю. Собственные динамические характеристики вращающихся круглых пил при неравномерном нагреве. *Вестник машиностроения*, 2006, № 5, с. 32–36.
- [11] Карпачев А.Ю. *Создание расчетных методов повышения эксплуатационных характеристик дисков режущих инструментов*. Дис. ... д-ра. техн. наук. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015. 277 с.
- [12] Бидерман В.Л. *Теория механических колебаний*. Москва, Высшая школа, 1980. 408 с.
- [13] Карпачев А.Ю. Проблема собственных значений в прогрессивных технологиях проектирования режущих полотен. *Наукоемкие технологии*, 2001, № 3, т. 2, с. 52–57.
- [14] Мак-Кракен Д., Дорн У. *Численные методы и программирование на Фортране*. Москва, Мир, 1977. 584 с.
- [15] Дьяконов В.П. *Справочник по алгоритмам и программам на языке Бейсик для персональных ЭВМ*. Москва, Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. 240 с.
- [16] Коллинз Дж. *Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение*. Москва, Мир, 1984. 624 с.

## References

- [1] Kolesnikov K.S. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki* [The course of theoretical mechanics]. Moscow, Bauman Press, 2017. 580 p.
- [2] Feodos'yev V.I. *Soprotivleniye materialov* [Strength of materials]. Moscow, Bauman Press, 2007. 590 p.
- [3] Stakhiyev Yu.M. *Rabotosposobnost' ploskikh kruglykh pil* [The efficiency of flat circular saws]. Moscow, Lesnaya promyshlennost' publ., 1989. 384 p.

- [4] Kovalenko A.D. *Kruglyye plastiny peremennoy tolshchiny* [Round plates of variable thickness]. Moscow, Fizmatgiz publ., 1959. 295 p.
- [5] Karpachev A.Yu. On the deformation of an elastic thin disc at spherical motion. *Engineering journal: science and innovation*, 2012, no. 7(7), p. 22, (in Russ.), doi: 10.18698/2308-6033-2012-7-294
- [6] Karpachev A.Yu. Study of forge-rolling influence on dynamic characteristics of ring saws and mills. *Vestnik Mashinostroeniya*, 2007, no. 12, pp. 42–47 (in Russ.).
- [7] Karpachev A.Yu. Behavior of one-dimensional and two-dimensional models in spherical motion. *Fundamental'nye i prikladnye zadachi mekhaniki. Tez. dokl. Mezhdunar. nauch. konf.* [International scientific conference Fundamental and Applied Problems of Mechanics]. Moscow, Bauman Press, 2017, pp. 19–20 (in Russ.).
- [8] Dem'yanushko I.V., Birger I.A. *Raschet na prochnost' vrashchayushchikhsya diskov* [Strength calculation of rotating discs]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1978. 247 p.
- [9] Biderman V.L. *Mekhanika tonkostennykh konstruksiy. Statika* [Mechanics of thin-walled structures. Statics]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1977. 488 p.
- [10] Karpachev A.Yu. Own dynamic characteristics of rotating circular saws under uneven heating. *Vestnik Mashinostroeniya*, 2006, no. 5, pp. 32–36 (in Russ.).
- [11] Karpachev A.Yu. *Sozdanie raschetnykh metodov povysheniya ekspluatatsionnykh harakteristik diskov rezhushchih instrumentov*. Dokt. diss. [Creation of design methods to improve the performance of cutting tool discs. Doct. Diss.]. Moscow, Bauman Press, 2015. 277 p.
- [12] Biderman V.L. *Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy* [The theory of mechanical vibrations]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 1980. 408 p.
- [13] Karpachev A.Yu. The problem of eigenvalues in advanced design technologies of cutting blades. *Science intensive technologies*, 2001, no. 3, vol. 2, pp. 52–57 (in Russ.).
- [14] McCracken D.D., Dorn W.S. *Numerical methods and FORTRAN programming*. New York, Wiley, 1965. 509 p. (Russ. ed.: Mak-Kraken D., Dorn U. *Chislennyye metody i programmirovaniye na Fortrane*. Moscow, Mir publ., 1977. 584 p.).
- [15] D'yakonov V.P. *Spravochnik po algoritmam i programam na yazyke Beysik dlya personal'nykh EVM* [Reference book on algorithms and programs in basic for personal computers]. Moscow, Nauka. Gl. red. fiz.-mat. lit. publ., 1987. 240 p.
- [16] Collins J.A. *Failure of materials in mechanical design: analysis, prediction, prevention*. New York, Wiley, 1993. 672 p. (Russ. ed.: Kollinz Dzh. *Povrezhdeniye materialov v konstruksiyakh. Analiz, predskazaniye, predotvrashcheniye*. Moscow, Mir publ., 1984. 624 p.).

Статья поступила в редакцию 01.07.2018

## Информация об авторах

**КАРПАЧЕВ Андрей Юрьевич** — доктор технических наук, доцент, доцент кафедры «Теоретическая механика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: a-karpachev@mail.ru).

**ВОЯКИН Анатолий Степанович** — кандидат технических наук, доцент кафедры «Станки и инструменты». МФ МГТУ им. Н.Э. Баумана (141005, Московская обл., Мытищи, Российская Федерация, 1-я Институтская ул., д. 1, e-mail: asvoyakin@yandex.ru).

## Information about the authors

**KARPACHEV Andrey Yurievich** — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Theoretical Mechanics. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: a-karpachev@mail.ru).

**VOYAKIN Anatoly Stepanovich** — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Machines and Tools. Bauman Moscow State Technical University, Mytishchi Branch (141005, Mytishchi, Moscow region, Russian Federation, 1<sup>st</sup> Institutskaya St., Bldg. 1, e-mail: asvoyakin@yandex.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Карпачев А.Ю., Воякин А.С. К расчету динамики круглой пилы роботизированного узла для деревообработки. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2018, № 12, с. 3–9, doi: 10.18698/0536-1044-2018-12-3-9

### Please cite this article in English as:

Karpachev A.U., Voyakin A.S. On the Calculation of the Dynamics of a Circular Saw of the Robotic Woodworking Assembly. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2018, no. 12, pp. 3–9, doi: 10.18698/0536-1044-2018-12-3-9