

## ДЕРЕВОРЕЖУЩИЕ ИНСТРУМЕНТЫ И РЕЗАНИЕ ДРЕВЕСИНЫ

УДК 674.055:621.914

Л.М.ДВОСКИН, Д.Н.АМЕЛИШКО,  
Г.В.КОМАРОВ, В.С.ВИХРЕНКО

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В РОТОРЕ ФРЕЗЕРНОЙ ГОЛОВКИ

Ротационное фрезерование – один из новых способов форматной обработки древесностружечных плит. Применение принципа ротационного резания во фрезерном инструменте затруднено в связи со сложным характером нагружения подшипниковых узлов подвижных роторов и несовершенством их конструкций.

В настоящей статье выполнен динамический расчет узла ротора фрезерной головки для обработки кромок ДСП. Конструкции фрезерных головок даны в работах [1, 2].

Рассмотрим расчетную схему динамических нагрузок (рис. 1). Ротор фрезы движется вместе с корпусом вокруг оси  $O_1O$  с угловой скоростью  $\omega_e$  и вращается вокруг оси  $Z$  с угловой скоростью  $\omega_r$ . Точка  $C$  определяет положение центра масс ротора. Оси  $X, Y, Z$  являются главными центральными осями инерции. Обозначим соответствующие моменты инерции как

$$I_{ZZ} = I_1; \quad I_{YY} = I_{XX} = I_2.$$

Расстояние от оси вращения фрезы  $O_1O$  до центра масс обозначим через  $C$ ; массу ротора фрезы –  $m$ .

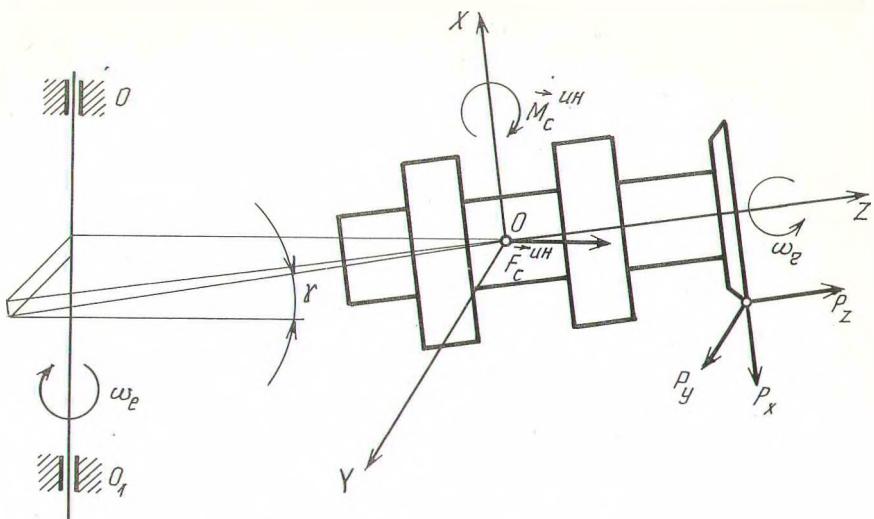
Динамический расчет проводим на основе принципа Даламбера. При уставновившемся движении ( $\omega_e = \text{const}$ ;  $\omega_r = \text{const}$ ) система сил инерции может быть приведена к центробежной силе

$$F_c^{(\text{ин})} = m\omega_e^2 C, \quad (1)$$

приложенной в центре масс, и паре сил, возникающей вследствие гироскопического эффекта, момент которой

$$\vec{M}_c^{\text{ин}} = - \frac{d\vec{L}_c}{dt}, \quad (2)$$

где  $L_c$  – кинетический момент подвижной части фрезы, который проще всего вычислить в системе главных осей:



Р и с. 1. Схема динамических нагрузок

$$\vec{\omega}_c = \vec{\omega} = \begin{vmatrix} l_2 \omega_X \\ l_2 \omega_Y \\ l_1 \omega_Z \end{vmatrix}.$$

Проекции абсолютной угловой скорости  $\omega$  на оси системы координат  $XZY$  определяются по следующим формулам:

$$\omega_X = \omega_e \cos \gamma;$$

$$\omega_Y = 0;$$

$$\omega_Z = \omega_r + \omega_e \sin \gamma.$$

Учитывая, что вектор  $\vec{\omega}_c$  изменяется только по направлению и сохраняет свое абсолютное значение, производную по времени от него можно найти как скорость движения его конца по соотношению

$$\begin{aligned} \frac{d\vec{\omega}_c}{dt} &= \vec{\omega}_e \vec{\omega}_c = \begin{vmatrix} i & j & k \\ \omega_e \cos \gamma & 0 & \omega_e \sin \gamma \\ l_2 \omega_X & 0 & l_1 \omega_Z \end{vmatrix} = \\ &= \begin{vmatrix} l_2 \omega_X \omega_e \sin \gamma & 0 & l_1 \omega_Z \omega_e \cos \gamma \\ 0 & l_1 \omega_Z \omega_e \cos \gamma & 0 \end{vmatrix}. \end{aligned}$$

Таким образом, момент сил инерции в соответствии с выражением (2) равен

$$\vec{M}_c^{\text{ин}} = \begin{vmatrix} l_1 \omega_e (\omega_r + \omega_e \sin \gamma) & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma - \frac{1}{2} l_2 \omega_e^2 \sin(2\gamma) & 0 \end{vmatrix}. \quad (3)$$

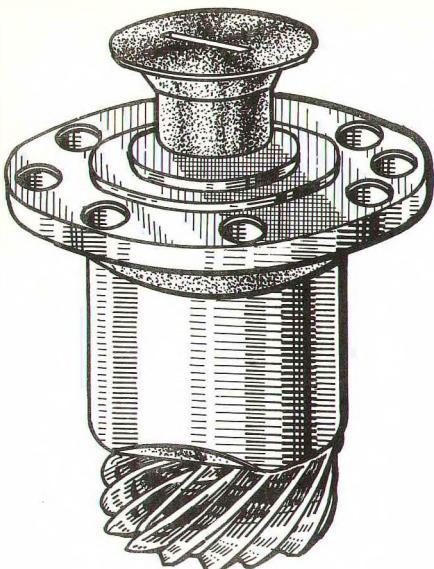


Рис. 2. Общий вид ротора фрезерной головки

Ротор фрезерной головки во время работы, кроме инерционных сил, нагружен силами резания  $P_X$ ,  $P_Y$ ,  $P_Z$ , а в случае применения принудительного привода вращения роторов — и усилием со стороны привода. Инерционные нагрузки постоянны при установленном движении ротора. Сила резания возрастает от нуля до максимума и затем убывает до нуля с периодом повторения, равным времени одного оборота фрезы. Усилия со стороны привода будут периодически возрастиать, как и силы резания, но не от нуля, а от некоторого значения, обусловленного трением в подшипниках.

В качестве примера рассмотрим динамический расчет ротора фрезерной головки с

принудительным приводом вращения роторов. Цель расчета — определить нагрузки в подшипниках ротора. На рис. 2 изображен ротор, извлеченный из корпуса фрезерной головки. В данной конструкции применен привод вращения роторов в виде зубчатой передачи. Схема нагружения ротора приведена на рис. 3.

Осевые моменты инерции ротора определялись расчетным путем, масса деталей ротора — взвешиванием. Затем все детали ротора геометрически разбивались на простейшие тела, и полученные значения моментов инерции суммировались. В результате расчетов

$$I_1 = 0,79 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2; I_2 = 2,69 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

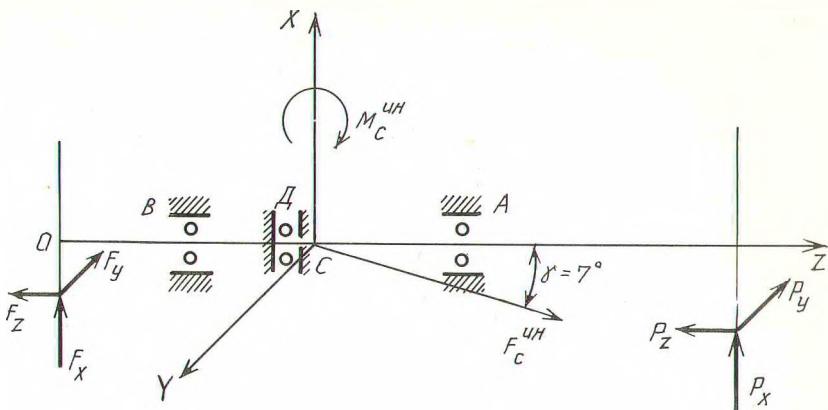
при массе ротора  $m = 0,56 \text{ кг}$  и расстоянии  $OC = 44,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Инерционные нагрузки на ротор фрезы, рассчитанные по формулам (1) и (3),  $F_c^{(\text{ин})} = 1096 \text{ Н}$ ;  $M_c^{(\text{ин})} = 1,99 \text{ Н} \cdot \text{м}$  при скоростях вращения  $\omega_e = 157 \text{ рад/с}$ ,  $\omega_r = 209 \text{ рад/с}$  и радиусе резания фрезерной головки  $0,14 \text{ м}$ .

Измерение сил резания проводилось динамометром УДМ-100 на горизонтально-фрезерном станке. Фрезеровались образцы ламинированной ДСП толщиной  $20 \text{ мм}$ . Максимальные значения сил резания  $P_X = 222,8 \text{ Н}$ ;  $P_Y = 476,7 \text{ Н}$  и  $P_Z = 41,9 \text{ Н}$ .

Усилия в зацеплении зубчатого колеса ротора определены по формулам, находящимся в работе [3]:  $F_X = 49,1 \text{ Н}$ ;  $F_Y = 95,5 \text{ Н}$ ;  $F_Z = 95,5 \text{ Н}$ .

Составив систему уравнений для сил, обозначенных на рис. 3, и решив ее, получаем следующие значения нагрузок в подшипниках. Нагрузка на упорный подшипник  $D$   $R_D = 950 \text{ Н}$ ; на радиальный  $A$   $R_A = 1312 \text{ Н}$ ; на радиальный подшипник  $B$   $R_B = 846 \text{ Н}$ .



Р и с. 3. Схема нагружения ротора

Теперь, имея нагрузки в опорах, можно подбирать подшипники для ротора и выполнять прочностные расчеты, необходимые для конструирования.

#### Литература

1. А.с. 793765 СССР, МКИ В 27 Г 13/100. Фрезерная головка. 2. А. с. 1240586 СССР, МКИ В 27 Г 13/100. Ротационная дереворежущая головка. 3. Г а в р и л е н к о В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М., 1969.

УДК 674.023

П.П.КЛИМЕНКО, Ю.А.КРАСНОГОРОВ

#### ТЕРМОДИНАМИКА ИНСТРУМЕНТА ПРИ РЕЗАНИИ ДРЕВЕСИНЫ

В процессе резания древесины вблизи вершины резца развиваются высокие температуры, оказывающие определенное влияние на интенсивность износа дереворежущего инструмента. Причиной выделения теплоты в зоне резания являются деформационные процессы древесины, возникающие при образовании стружки и упругопластического смятия древесины ниже линии раздела, а также трение древесины о рабочие поверхности резца.

Основной источник нагрева режущего инструмента — тепло, выделившееся в результате работы адгезионных сил трения [1]. Данное количество тепла распределяется между древесиной и материалом резца. Количество тепла, отводимое резцом, зависит от теплофизических параметров резания и свойств контактных материалов.

Температура нагрева резца при обработке древесины зависит от скорости резания, толщины стружки, вида обработки, теплофизических параметров резца и обрабатываемого материала, способа охлаждения и других факторов.

Для оптимизации процесса обработки древесины, выбора требуемых свойств инструментальных сталей, разработки эффективных мероприятий