

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АГРЕГАТНОЙ ФРЕЗЕРНОЙ ГОЛОВКИ

П.В. Куширов, канд. техн. наук;

А.И. Акилов, канд. техн. наук;

А.И. Фесенко, студент

Сумский государственный университет, г. Сумы

В статье приведены конструктивные особенности агрегатных фрезерных головок и рассмотрены динамические процессы, возникающие при фрезеровании плоскостей. Дано описание динамической модели одной из разновидностей фрезерной головки и выявлена форма колебания вершины режущего зуба фрезы.

Ключевые слова: торцовая фреза, агрегатная фрезерная головка, динамическая модель, колебание, жесткость.

У статті наведені конструктивні особливості агрегатних фрезерних головок і розглянуті динамічні процеси, що виникають при фрезеруванні площин. Описано динамічну модель одного з різновидів фрезерної головки та виявлена форма коливання вершини різального зуба фрези.

Ключові слова: торцева фреза, агрегатна фрезерна головка, динамічна модель, коливання, твердість.

Торцовое фрезерование является одним из наиболее производительных методов обработки плоских поверхностей заготовок. Поэтому существует большое количество разнообразных конструкций торцовых фрез, предназначенных для обработки плоскостей различной ширины.

Обработка заготовок торцовыми фрезами диаметром до 315 мм производится на широкой гамме станков фрезерно-расточной группы. Применение же фрез большего диаметра влечет за собой необходимость использования соответствующего крупногабаритного оборудования, обладающего шпинделями больших размеров. Это не всегда экономически оправдано, поскольку такое оборудование является дорогостоящим и энергоемким.

Возможность применения торцовых фрез большого диаметра на станках сравнительно небольшой мощности может быть обеспечена установкой на них специальных агрегатных фрезерных головок с индивидуальным приводом вращения, обладающих повышенной жесткостью шпиндельного узла. Такие головки компактны по габаритам, конструктивно просты и экономичны в эксплуатации. При этом в качестве опор, служащих для установки торцовых фрез [1], применяются упорные и радиальные подшипники качения [2- 4] или гидростатические подшипники [5] (рис.1, 2).

Многочисленные экспериментальные исследования и производственные испытания выявили высокие технологические показатели агрегатных фрезерных головок по производительности процесса обработки и качеству обработанной поверхности. Однако для дальнейшего совершенствования конструкций торцовых фрез весьма важно представлять динамику процесса фрезерования.

При описании динамики фрезерной головки принимаем наиболее неблагоприятные условия резания, при которых фреза врезается в заготовку или выходит из зоны резания, и возникающие при этом силы менее уравновешены относительно оси вращения. Под действием этих сил инструмент может совершать осевые, радиальные и крутильные колебания, частота которых зависит от частоты вращения шпинделя, неравномерности распределения припуска заготовки и других факторов.

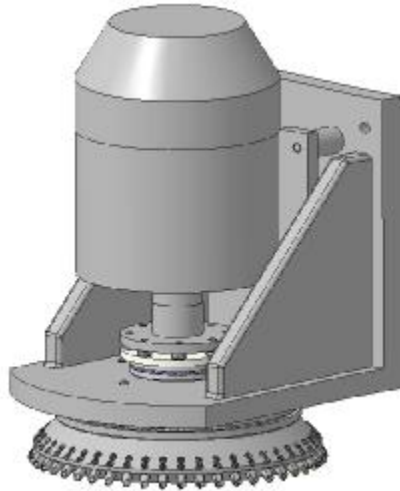


Рисунок 1 - Общий вид агрегатной фрезерной головки на упорных подшипниках качения (3D-модель)

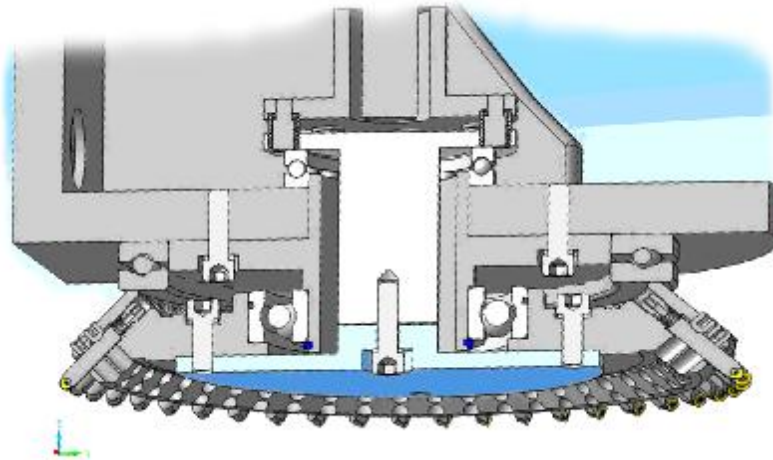


Рисунок 2 - Разрез агрегатной фрезерной головки на упорных подшипниках качения (3D-модель)

В случае совпадения частот вынужденных колебаний подвижных масс с собственными в системе возникают незатухающие колебания, которые отрицательно влияют на качество и точность обработанной поверхности, на стойкость инструмента.

Динамическая модель фрезерного узла может быть представлена в виде твердого тела массой m , ориентированного в плоскости X, O, Y , условными жесткостями C_x, C_y, C_o и демпфированиями h_x, h_y, h_o , приведенными к центру жесткости O_1 (рис. 3). В этой модели главные оси жесткости совпадают с осями O_1X_1 и O_1Y_1 , а положение центра жесткости O_1 определяется координатами $X_1 = 0, Y_1 = 0$. Крутильная жесткость рассчитывается по зависимости

$$C_o = C_x \cdot l^2.$$

Величину демпфирования определяем по формулам:

$$h_x = \frac{\Psi}{2\pi} \sqrt{mC_x}, \quad h_y = \frac{\Psi}{2\pi} \sqrt{mC_y}, \quad h_o = \frac{\Psi}{2\pi} \sqrt{JC_0},$$

где $\psi = 0,8 \dots 1$ - коэффициент рассеивания энергии;

J - момент инерции фрезы;

m - масса шпиндельного узла, приведенная к центру O_1 жесткости. При возникновении колебаний точка O режущего зуба фрезы будет совершать независимые колебательные движения: линейные по координатам X_1 и Y_1 и крутильные относительно центра жесткости O_1 :

$$m \ddot{X}_1 + h_x \dot{X}_1 + C_x X_1 = P_x,$$

$$m \ddot{Y}_1 + h_y \dot{Y}_1 + C_y Y_1 = P_y,$$

$$J \ddot{\theta} + h_o \dot{\theta} + C_0 \theta = Pl_1,$$

где P_x , P_y , Pl_1 - приращения сил резания, вызванные изменением толщины срезаемого слоя металла за один цикл колебаний; θ - угол качания.

Решение системы уравнений принимаем в виде гармонических колебаний:

$$X_1 = X_{a1} \cos(\omega t + \varphi_{x1}),$$

$$Y_1 = Y_{a1} \cos(\omega t + \varphi_{y1}),$$

$$\theta_1 = \theta_{a1} \cos(\omega t + \varphi_{\theta 1}).$$

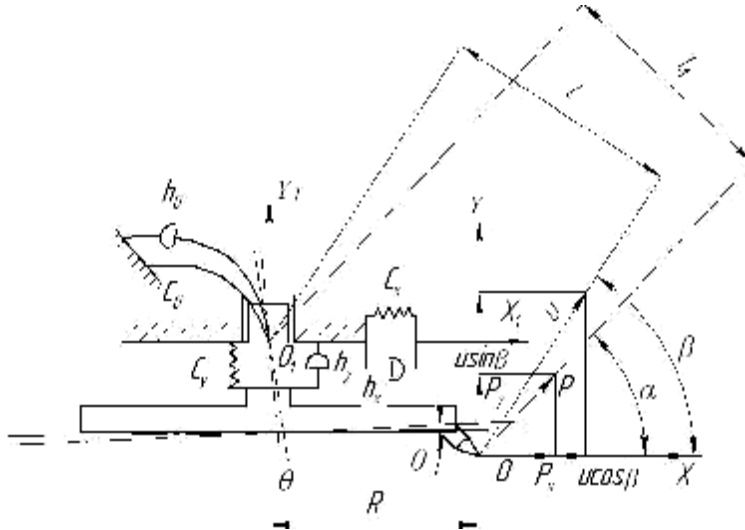


Рисунок 3 - Динамическая модель агрегатной фрезерной головки

Амплитуды X_{a1} , Y_{a1} , θ_{a1} и фазы φ_{x1} , φ_{y1} , $\varphi_{\theta 1}$ определяем по формулам:

$$X_{a1} = \frac{P_x}{m \sqrt{(C_x/m - \omega^2)^2 + 4b_x^2 \omega^2}}, \quad \varphi_{x1} = \arctg \frac{2b_x \omega}{C_x/m - \omega^2};$$

$$Y_{a1} = \frac{P_y}{m\sqrt{(C_y/m - \omega^2)^2 + 4b_y^2\omega^2}}, \quad \varphi_{y1} = \arctg \frac{2b_y\omega}{C_y/m - \omega^2};$$

$$\theta_{a1} = \frac{Pl_1}{J\sqrt{(C_0/J - \omega^2)^2 + 4b_0^2\omega^2}}, \quad \varphi_{\theta1} = \arctg \frac{2b_0\omega}{C_0/J - \omega^2}.$$

Здесь ω - возмущающая частота;

$$b_x = \frac{h_x}{2m}, \quad b_y = \frac{h_y}{2m}, \quad b_0 = \frac{h_0}{2J} \quad - \text{приведенное демпфирование стыков и}$$

соединение фрезерной головки.

Таким образом, траектория движения вершины режущего зуба фрезы, представленной точкой О, под действием возмущающей силы будет формироваться тремя независимыми переменными:

линейными $Y_1 = Y_{a1} \cos(\omega t + \varphi_{y1})$, $X_1 = X_{a1} \cos(\omega t + \varphi_{x1})$ и крутильными

$\theta = \theta_{a1} \cos(\omega t + \varphi_{\theta1})$ с амплитудой $\theta_{a1}l$. Ввиду малости угла θ

криволинейное движение по дуге можно рассматривать как прямолинейное $U_1 = \theta_{a1}l \cos(\omega t + \varphi_{\theta1})$, осуществляемое вдоль оси OU ,

перпендикулярной к плечу l качения. Спроецировав колебания U на оси OY и OX и сложив их с соответствующими линейными перемещениями Ya и Xa , получаем:

$$X = X_{a1} \cos(\omega t + \varphi_{x1}) + \theta_{a1}l \cos \beta \cos(\omega t + \varphi_{\theta1}),$$

$$Y = Y_{a1} \cos(\omega t + \varphi_{y1}) + \theta_{a1}l \sin \beta \cos(\omega t + \varphi_{\theta1}),$$

или

$$X = X_a \cos(\omega t + \varphi_x) \quad Y = Y_a \cos(\omega t + \varphi_y).$$

При этом новые амплитуды X_a, Y_a фазы φ_x, φ_y определяются по известным зависимостям [6]:

$$X_a = \sqrt{(X_{a1})^2 + (\theta_{a1}l \cos \beta)^2 + 2X_{a1}\theta_{a1}l \cos \beta \cos(\varphi_{\theta1} - \varphi_{x1})},$$

$$Y_a = \sqrt{(Y_{a1})^2 + (\theta_{a1}l \sin \beta)^2 + 2Y_{a1}\theta_{a1}l \sin \beta \cos(\varphi_{\theta1} - \varphi_{y1})},$$

$$\varphi_x = \varphi_{x1} + \arctg \frac{\sin(\varphi_{\theta1} - \varphi_{x1})}{X_{a1} / (\theta_{a1}l \cos \beta + \cos(\varphi_{\theta1} - \varphi_{x1}))},$$

$$\varphi_y = \varphi_{y1} + \arctg \frac{\sin(\varphi_{\theta1} - \varphi_{y1})}{Y_{a1} / (\theta_{a1}l \sin \beta + \cos(\varphi_{\theta1} - \varphi_{y1}))}.$$

При сложении колебаний Y и X вершина режущего зуба фрезы опишет эллиптическую траекторию

$$\frac{X^2}{X_a^2} + \frac{Y^2}{Y_a^2} - 2 \frac{XY}{X_a Y_a} \cos(\varphi_y - \varphi_x) = \sin(\varphi_y - \varphi_x),$$

наклоненную к горизонту на угол γ :

$$\gamma = 0,5 \arctg \frac{2X_a Y_a \cos(\varphi_y - \varphi_x)}{X_a^2 - Y_a^2}.$$

На рисунке 4 показана траектория движения точки контакта O , рассчитанная по приведенным зависимостям. Из рисунка видно, что наименьшие колебания точки O совпадают с направлением силы P резания, поскольку ориентация ее осей обеспечивает высокие динамические качества системы.

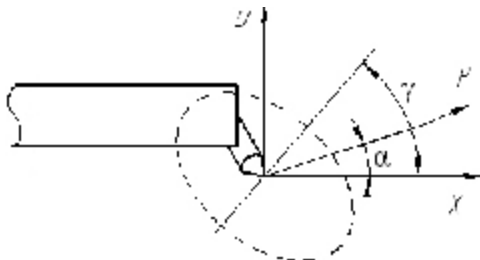


Рисунок 4 - Траектория перемещения вершины режущего зуба фрезы

Таким образом, в результате проведенных исследований было подтверждено, что агрегатные фрезерные головки с базированием фрезы большого диаметра в осевом направлении по упорному подшипнику качения позволяют обеспечивать осевую жесткость системы «станок-инструмент», достаточную для качественной обработки.

Анализ динамических характеристик фрезерной головки на опорах качения также позволяет сделать вывод о том, что при работе с высокими частотами вращения, необходимыми для обеспечения требуемых скоростей резания оснащенный СТМ инструментом, торцовая фреза большого диаметра обладает свойствами гироскопа - устойчиво сохранять первоначально приданное в пространстве положение оси вращения и при воздействии на ось фрезы постоянной силы отклонять точку приложения в направлении, перпендикулярном направлению этой силы. Поэтому динамическая жесткость системы "станок-инструмент" повышается в несколько раз по сравнению со статической. При этом дополнительное повышение жесткости рассматриваемой системы в динамике позволяет получать требуемые технологические параметры обработки плоских поверхностей как по точности, так и по качеству фрезерования.

обработки.

Анализ динамических характеристик фрезерной головки на опорах качения также позволяет сделать вывод о том, что при работе с высокими частотами вращения, необходимыми для обеспечения требуемых скоростей резания оснащенный СТМ инструментом, торцовая фреза большого диаметра обладает свойствами гироскопа - устойчиво сохранять первоначально приданное в пространстве положение оси вращения и при воздействии на ось фрезы постоянной силы отклонять точку приложения в направлении, перпендикулярном направлению этой силы. Поэтому динамическая жесткость системы "станок-инструмент" повышается в несколько раз по сравнению со статической. При этом дополнительное повышение жесткости рассматриваемой системы в динамике позволяет получать требуемые технологические параметры обработки плоских поверхностей как по точности, так и по качеству фрезерования.

SUMMARY

RESEARCH OF DYNAMIC CHARACTERISTICS MODULAR MILLING HEAD

P.V. Kushnirov, A.I. Akilov, A.I. Fesenko
Sumy State University, Sumy

The article describes the dynamic processes arising at work of modular milling heads. The analysis of dynamic model of a head is carried out, fluctuations arising at milling and a trajectory of movement of top of a cutting tooth of a mill are defined.

Key words: face mill, modular milling head, dynamic model, fluctuation, rigidity.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Різальний інструмент: пат. 39857 Україна, МПК (2009) B23C 5/00 / Кушніров П.В., Фесенко А.І.; заявник та патенто власник Сум. держ. ун-т. – № у 2008 13173; заявл. 13.11.08; опубл. 10.03.09, Бюл. № 5.
2. Кушніров П.В. Агрегатные головки для фрезерования широких плоских поверхностей / П.В. Кушніров, Н.В. Захаров // СТИН. – 1996. - №2. – С. 29–31.
3. Кушніров П.В. Обработка плоскостей торцовой фрезой: новые варианты / П.В. Кушніров // Оборудование и инструмент для профессионалов. – 2004. – №4 (51). – С. 4–5.
4. Фрезерная головка: пат. 2049603 Российская Федерация: МПК⁶ B23C 5/06 / Топоров О.А., Кушніров П.В.; заявитель и патентообладатель Сум. гос. ун-т. – № 5047663/08; заявл. 15.06.92; опубл. 10.12.95, Бюл. № 34.
5. Шпиндельный узел: пат. 2025587 Российская Федерация: МПК⁵ F16C 32/06 / Бондарев С.Г., Топоров О.А., Кушніров П.В., Червяков В.Н.; заявитель и патентообладатель Сум. физико-технологический ин-т им. В.И.Ленина. -№ 4887775/27; заявл. 04.12.90; опубл. 30.12.94, Бюл. № 24.
6. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков / В.Э. Пуш. - М.: Машиностроение, 1977. – 392 с.

Поступила в редакцию 5 октября 2009 г.