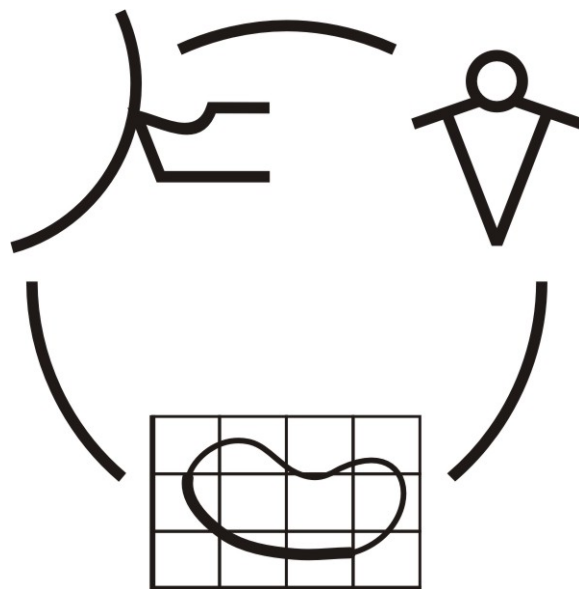


Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія

**НАДІЙНІСТЬ ІНСТРУМЕНТУ
ТА
ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ**

Збірник наукових праць
Випуск 18



КРАМАТОРСЬК - ДДМА - 2005

УДК 621.9: 658.3: 658.5: 519.8

**Рекомендовано до видання Вченою радою
Донбаської державної машинобудівної академії**

Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ - ДДМА, вип. №18, 2005. - 248 с.

Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сборник научных трудов. - Краматорск - ДГМА, вып. №18, 2005. - 248 с.

ISBN 966-379-048-2

Редакційна рада:

Равська Н.С.	д.т.н., професор НТУ “КП”, відповідальний редактор
Гузенко В.С.	к.т.н., доцент ДДМА, заступник відповідального редактора
Верещака А.С.	д.т.н., професор МДТУ “Станкін”
Габузов Г.Г.	д.т.н., професор ДДМА
Грабченко А.І.	д.т.н., професор НТУ “ХП”
Клименко Г.П.	д.т.н., професор ДДМА
Ковалевський С.В.	д.т.н., професор ДДМА
Ковальов В.Д.	д.т.н., професор ДДМА
Кузнєцов Ю.М.	д.т.н., професор НТУ “КП”
Матюха П.Г.	д.т.н., професор ДНТУ
Мироненко Є.В.	д.т.н., професор ДДМА
Михайлов О.М.	д.т.н., професор ДНТУ
Струтинський В.Б.	д.т.н., професор НТУ “КП”
Рогов В.О.	д.т.н., професор РУДН
Тарасов О.Ф.	д.т.н., професор ДДМА
Федорінов В.А.	к.т.н., професор ДДМА

Адреса редакційної ради: 84313, Україна, м. Краматорськ, вул. Шкадінова 72, Донбаська державна машинобудівна академія, кафедра „Металорізальні верстати та інструменти” тел.(0626) 41-69-42, 41-47-54, 41-47-82

ISBN 966-379-048-2 © Донбаська державна машинобудівна академія 2005

РАЗДЕЛ 1

Процессы и инструменты механообработки

УДК.621.951.45

Равская Н.С., Корбут Е.В., Родин Р.П
НТУУ "КПИ" г. Киев, Украина

СВЕРЛА С ОБРАТНЫМ УГЛОМ НАКЛОНА ПОПЕРЕЧНОЙ КРОМКИ

In article is conducted analysis to designs spiral. The certain positions front and far planes of the transverse cutting edge. It is solved graphic and analytically problem of the determination steady-state geometric parameter on transverse cutting edge has checked.

Введение

Стандартные спиральные сверла имеют поперечную режущую кромку. Положение поперечной режущей кромки характеризуется углом ее наклона ψ который измеряется на плоскости, перпендикулярной оси сверла. Он заключён между проекциями главной режущей кромки и поперечной режущей кромки. Величина угла ψ наклона поперечной режущей кромки принимается обычно равной $\psi=55^\circ$. Угол наклона поперечной режущей кромки может быть больше 90° . Преимущества такой конструкции сверла заключается в том, что длина поперечной режущей кромки с ее неблагоприятной геометрией может быть уменьшена, а также в том, что при рассматриваемом положении поперечной кромки меняется схема срезания припуска в центральной зоне сверла. Однако сверла с обратным углом наклона поперечной кромки не разработаны, в частности не решены задачи определения геометрических параметров режущей части на поперечной кромке, что решается в данной статье.

Геометрические параметры режущей части сверла с обратным углом наклона поперечной кромки.

Схема режущей части спирального сверла с обратным углом наклона поперечной кромки изображена на рис.1. Сверло имеет главные режущие кромки AB , положение которых характеризуется радиусом сердцевины сверла r и углом при вершине ϕ . Принято, что задняя поверхность основной режущей кромки является плоской поверхностью, положение которой определяется углом при вершине ϕ и инструментальным задним углом $\theta_{\text{л}}$, измеряемым в плоскости, перпендикулярной оси сверла. На этой задней плоскости Σ располагается поперечная режущая кромка, в плоскости W проходящей через ось сверла,

положения которой определяется выбранной величиной угла ε . Определим угол φ_{Π} на вершине поперечной режущей кромки. Плоскость S пересекается с осью сверла в точке E .

Режущая кромка AB пересекается с плоскостью W в точке L . Линия EL будет поперечной режущей кромкой. Вводится новая система плоскостей проекций Π_1/Π_3 . Плоскость Π_3 проводится параллельно плоскости W . По правилу перемены плоскостей проекций определяется проекция E_3L_3 поперечной режущей кромки на плоскость Π_3 . Угол между проекцией E_3L_3 поперечной кромки и осью сверла будет углом при вершине поперечной режущей кромки.

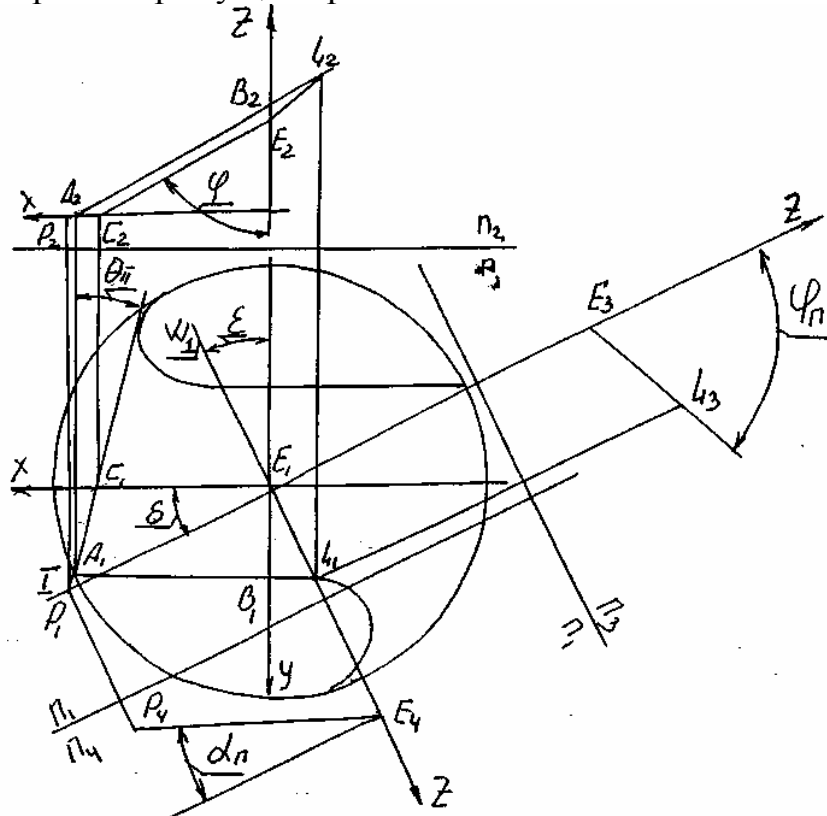


Рисунок 1 – Схема режущей части спирального сверла с обратным углом наклона поперечной кромки

Определим статический задний угол α_{Π} на поперечной режущей кромке, в сечении I перпендикулярном проекции $E_1 L_1$ режущей кромки на плоскость Π_1 . Сечение I пересекается с плоскости S по линии PE . Вводится система плоскостей проекций Π_1/Π_4 . Плоскость Π_4 проводится параллельно сечению I. По правилу перемены плоскостей проекций определяется проекция P_4E_4 на плоскость Π_4 . Угол между проекцией P_4E_4 и перпендикулярном к оси сверла будет статическим задним углом α_{Π} на поперечной кромке сверла. Статическая поверхность резания, в рассматриваемом случае, будет круглой конической поверхностью вращения поперечной режущей кромки EL вокруг оси сверла.

Рассматривая графическое решение будем иметь:

Расстояние A_2C_2 равно: $A_2C_2 = r * tg \theta_{II}$

Превышение Δ точки B_2 над точкой E_2 , измеряемое вдоль оси сверла равно: $\Delta = A_2C_2 * ctg \varphi = r * tg \theta_{II} * ctg \varphi$

Расстояние $B_1L_1 = r * tg \varepsilon$; $E_1L_1 = \frac{r}{\cos \varepsilon}$

Превышение H точки L_2 над точкой E_2 , измеряемое вдоль оси сверла равно:

$$H = \Delta + B_1L_1 \cdot ctg \varphi = ctg \varphi (r * tg \theta_{II} + r * tg \varepsilon)$$

Угол при вершине поперечной режущей кромки равен:

$$tg \varphi_I = \frac{E_1L_1}{H} = \frac{r}{\cos \varepsilon \cdot ctg \varphi \cdot r(tg \theta_{II} + tg \varepsilon)}$$

Преобразуя, получим:

$$tg \varphi_I = \frac{tg \varphi}{\cos \varepsilon \cdot (tg \theta_{II} + tg \varepsilon)} = \frac{tg \varphi \cdot \cos \theta_{II}}{\sin(\theta_{II} + \varepsilon)}$$

При аналитическом определении угла φ_{II} при вершине поперечной кромки выбирается система координат XYZ . Вектор, идущий по линии AC будет:

$$\overline{AC} = \bar{i} + \overline{jctg \theta}$$

Вектор, идущий по линии CE будет:

$$\overline{CE} = -\bar{i} + \overline{kctg \varphi}$$

Вектор, идущий по линии EL будет:

$$\overline{EL} = -\bar{i} \sin \varepsilon + \bar{j} \cos \varepsilon + \overline{kctg \varphi_I}$$

Три рассматриваемых вектора лежат в одной плоскости Σ . Поэтому их векторно-скалярное произведение равно нулю. Следовательно

$$\begin{vmatrix} 1 & ctg \theta_{II} & 0 \\ -1 & 0 & ctg \varphi \\ -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon & ctg \varphi_I \end{vmatrix} = 0$$

Раскрывая определитель получим:

$$- ctg \varphi * \cos \varepsilon - ctg \theta_{II} (- ctg \varphi_{II} + ctg \varphi - \sin \varepsilon) = 0$$

Отсюда

$$ctg \varphi_I = \frac{ctg \varphi \cdot \cos \varepsilon}{ctg \theta_{II}} + ctg \varphi \cdot \sin \varepsilon$$

Преобразуя получим:

$$\operatorname{tg} \varphi_I = \frac{\operatorname{tg} \varphi \cdot \cos \theta_{II}}{\sin(\varepsilon + \theta_{II})}$$

Определим инструментальный задний угол a_u на поперечной режущей кромке сверла.

Вектор, идущий по линии PE будет:

$$\overline{PE} = \bar{i} \cos \varepsilon + \bar{j} \sin \varepsilon - \bar{k} \operatorname{tg} \alpha_{\dot{E}}$$

Три вектора AC , CE и PE лежат в одной плоскости Σ .

Поэтому их векторно-скалярное произведение равно нулю. Отсюда

$$\begin{vmatrix} 1 & \operatorname{ctg} \theta_{II} & 0 \\ -1 & 0 & \operatorname{ctg} \varphi \\ -\cos \varepsilon & \sin \varepsilon & -\operatorname{tg} \varphi_I \end{vmatrix} = 0$$

Раскрывая определитель получим:

$$-\operatorname{ctg} \varphi \cdot \sin \varepsilon - \operatorname{ctg} \theta_{II} (\operatorname{tg} \alpha_{\dot{E}} - \cos \varepsilon \cdot \operatorname{ctg} \varphi) = 0$$

Отсюда

$$\operatorname{tg} \alpha_{\dot{E}} = \operatorname{ctg} \varphi \cdot \cos \varepsilon - \frac{\operatorname{ctg} \varphi \cdot \sin \varepsilon}{\operatorname{ctg} \theta_{II}}$$

Преобразуя получим:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\dot{E}} = \frac{\cos \theta_{II}}{\operatorname{tg} \varphi \cdot \cos(\varepsilon + \theta_{II})}$$

В частном случае при $\varepsilon=0$ будем иметь:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\dot{E}} = \operatorname{ctg} \varphi \qquad \alpha_{\dot{E}} = 90 - \varphi$$

Определим статический задний угол a_n на поперечной режущей кромке в нормальном к режущей кромке сечении. Поперечная режущая кромка лежит в осевой плоскости W . Скорость \bar{V} вращения точек поперечной режущей кромки EL будет перпендикулярна поперечной кромке. Поэтому в статической системе координат имеет место прямоугольное резание поперечной кромкой.

Статический задний угол a_n будет равен:

$$\sin \alpha_n = \frac{(\bar{N} \cdot \bar{V})}{|\bar{N}| \cdot |\bar{V}|}$$

Вектор \bar{V} скорости вращения поперечной кромки вокруг оси сверла будет:

$$\bar{V} = -i \cos \varepsilon - j \sin \varepsilon$$

Вектор нормали \bar{N} к задней плоскости Σ будет равен:

$$\bar{N} = |\overline{AC} \times \overline{CE}|$$

где вектор $\overline{AC} = \bar{i} + \bar{j} \operatorname{ctg} \theta_{II}$, а вектор $\overline{CE} = -\bar{i} + \bar{k} \operatorname{ctg} \varphi$
отсюда

$$\bar{N} = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ 1 & \operatorname{ctg} \theta_{II} & 0 \\ -1 & 0 & \operatorname{ctg} \varphi \end{vmatrix}$$

Раскрывая определитель, получим:

$$\bar{N} = \bar{i} \operatorname{ctg} \theta_{II} \cdot \operatorname{ctg} \varphi - \bar{j} \operatorname{ctg} \varphi + \bar{k} \operatorname{ctg} \theta_{II}$$

Скалярное произведение векторов N и V равно

$$-\cos \varepsilon \cdot \operatorname{ctg} \theta_{II} \cdot \operatorname{ctg} \varphi + \sin \varepsilon \cdot \operatorname{ctg} \varphi = (\bar{N} \cdot \bar{V})$$

Преобразуя получим:

$$(\bar{N} \cdot \bar{V}) = \frac{\operatorname{ctg} \varphi \cdot \cos(\varepsilon + \theta_{II})}{\sin \theta_{II}}$$

Модуль вектор V равен $|\bar{V}| = 1$, а вектора \bar{N}

$$|\bar{N}| = \sqrt{\operatorname{ctg}^2 \theta_{II} \cdot \operatorname{ctg}^2 \varphi + \operatorname{ctg}^2 \varphi + \operatorname{ctg}^2 \theta_{II}}$$

Преобразуя получим:

$$|\bar{N}| = \frac{\sqrt{\operatorname{ctg}^2 \varphi + \cos^2 \theta_{II}}}{\sin \theta_{II}}$$

Таким образом

$$\sin \alpha_H = \frac{\operatorname{ctg} \varphi \cdot \cos(\varepsilon + \theta_{II})}{\sqrt{\operatorname{ctg}^2 \varphi + \cos^2 \theta_{II}}} = \frac{\cos(\varepsilon + \theta_{II})}{\sqrt{1 + \cos^2 \theta_{II} \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi}}$$

Зуб сверла с обратным углом наклона поперечной кромки ограничивается задней плоскостью основных режущих кромок; затылочной плоскостью, а также передней плоскостью поперечной режущей кромки.

Рассмотрим случай, когда передняя плоскость поперечной режущей кромки совпадает с плоскостью W , проходящей через ось сверла (рис.2). положение плоскости W характеризуется принятой величиной угла ε . Примем что линия CE пересечения задней плоскости и затылочной плоскости идет параллельно основной режущей кромке.

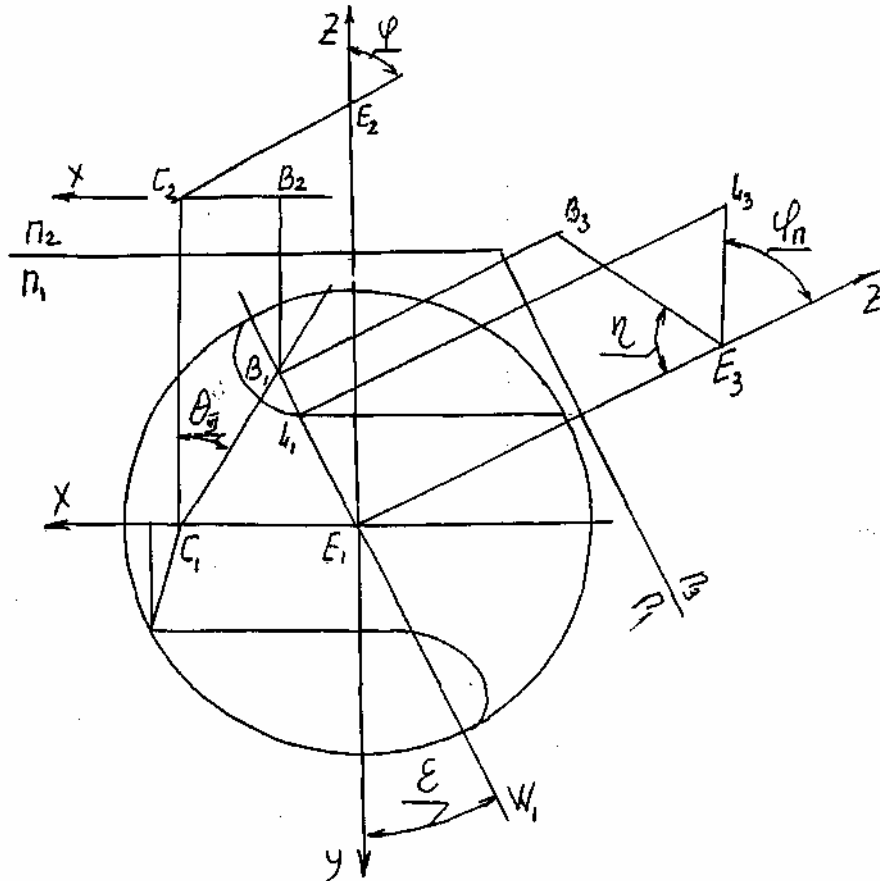


Рисунок 2 – Схема режущей части спирального сверла

Ее положение определяется принятой величиной угла φ при вершине сверла. Положение затылочной плоскости определяется также прямой BC , лежащей в плоскости перпендикулярной оси сверла и идущей под углом θ_{III}

Определим положение линии пересечения затылочной плоскости и передней плоскости W поперечной режущей кромки. Первой точкой линии пересечения будет точка E . Второй точкой будет точка B пересечения плоскости W с горизонтальной прямой BC . Линия BE будет линией пересечения плоскости W и затылочной плоскости. Для определения угла η между линией BE и осью сверла вводится система плоскостей проекции Π_1/Π_2 . Плоскость Π_3 проводится параллельно плоскости W . По правилу перемены плоскостей проекции находится проекция E_3B_3 , положение которой определяет величину угла η .

Рассматривая графическое решение будем иметь:

Из треугольника $C_1B_1E_1$.

$$B_1E_1 = \frac{C_1E_1 \cdot \cos \theta_{III}}{\sin(\theta_{III} + \varepsilon)}$$

Превышение H точки E под точкой B будет:

$$H = C_1 E_1 \cdot ctg \varphi$$

$$tg \eta = \frac{B_1 E_1}{H} = \frac{C_1 E_1 \cdot \cos \theta_{III}}{\sin(\theta_{III} + \varepsilon) \cdot C_1 E_1 \cdot ctg \varphi}$$

Отсюда

$$tg \eta = \frac{tg \varphi \cdot \cos \theta_{III}}{\sin(\theta_{III} + \varepsilon)}$$

Угол θ_{III} выбирается таким образом, чтобы обеспечить беспрепятственное перемещение затылочной плоскости в процессе сверления. У стандартных сверл он колеблется в пределах $50^0 \div 55^0$.

При аналитическом определении угла η выбирается система координат XYZ. Вектор, идущий по линии \overline{NA} будет:

$$\overline{CE} = -\bar{i} + \bar{k} ctg \varphi$$

Вектор, идущий по линии \overline{BC} будет:

$$\overline{BC} = \bar{i} + \bar{k} ctg \varphi$$

Вектор, идущий по линии \overline{BE} будет:

$$\overline{BE} = -\bar{i} \sin \varepsilon + \bar{j} \cos \varepsilon + \bar{k} ctg \eta$$

Три рассматриваемых вектора лежат в одной затылочной плоскости. Поэтому их векторно-скалярное произведение равно нулю.

$$\begin{vmatrix} -1 & 0 & ctg \varphi \\ 1 & ctg \theta_{III} & ctg \varphi \\ -\sin \varepsilon & \cos \varepsilon & ctg \eta \end{vmatrix} = 0$$

Раскрывая определитель, получим:

$$- ctg \theta_{III} \cdot ctg \eta + ctg \varphi (\cos \varepsilon + ctg \theta_{III} \cdot \sin \varepsilon) = 0$$

Отсюда

$$tg \eta = \frac{tg \varphi \cdot \cos \theta_{III}}{\sin(\theta_{III} + \varepsilon)}$$

Заточку затылочной плоскости и передней плоскости W поперечной режущей кромки можно производить одновременно шлифовальным фасонным кругом. Определим профиль такого шлифовального круга. При заточке шлифовальный круг будет двигаться вдоль прямой BE , и профиль шлифовального круга будет определяться положением нормалей к затылочной плоскости и плоскости W .

Нормаль \bar{N}_3 к затылочной плоскости будет:

$$\bar{N}_3 = [\bar{BC} \times \bar{CE}] = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ 1 & \text{ctg} \theta_{III} & 0 \\ -1 & 0 & \text{ctg} \varphi \end{vmatrix}$$

Раскрывая определитель будем иметь:

$$\bar{N}_3 = \bar{i} \text{ctg} \theta_{III} \cdot \text{ctg} \varphi - \bar{j} \text{ctg} \varphi + \bar{k} \text{ctg} \theta_{III}$$

Параллельный вектор \bar{N}_Σ будет:

$$\bar{N}_\Sigma = \bar{i} - \bar{j} \text{tg} \theta_{III} + \bar{k} \text{tg} \varphi$$

Угол ξ между рассматриваемыми нормальными \bar{N}_3 и \bar{N}_Σ будет:

$$\cos \xi = \frac{(\bar{N}_3 \cdot \bar{N}_\Sigma)}{|\bar{N}_3| |\bar{N}_\Sigma|} = \frac{\cos \varepsilon - \text{tg} \alpha_{III} \cdot \sin \varepsilon}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \theta_{III} + \text{tg}^2 \varphi}}$$

Преобразуем поля:

$$\cos \xi = \frac{\cos(\varepsilon + \theta_{III})}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \varphi \cdot \cos^2 \theta_{III}}}$$

Профиль шлифовального круга (рис. 3) будет определяться углом между прямыми, перпендикулярными к соответствующим нормальям, равным $180^\circ - \xi$.

В общем случае передняя плоскость Φ поперечной режущей кромки может занимать различные положения. Она включает поперечную режущую кромку EL с углом φ_{II} и линию BE пересечения затылочной плоскости с плоскостью Γ , положение которой определяется углом $\varepsilon + \delta$ (рис. 4), которая проходит через ось сверла.

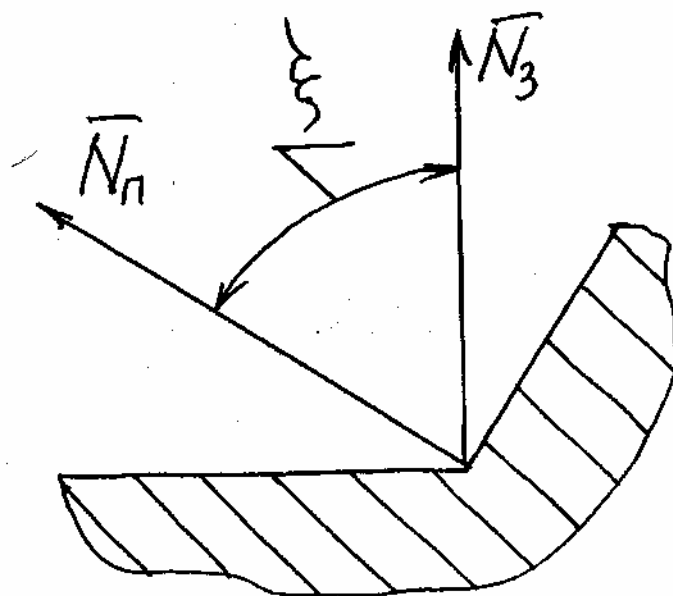


Рисунок 3 – Профіль шліфувального круга

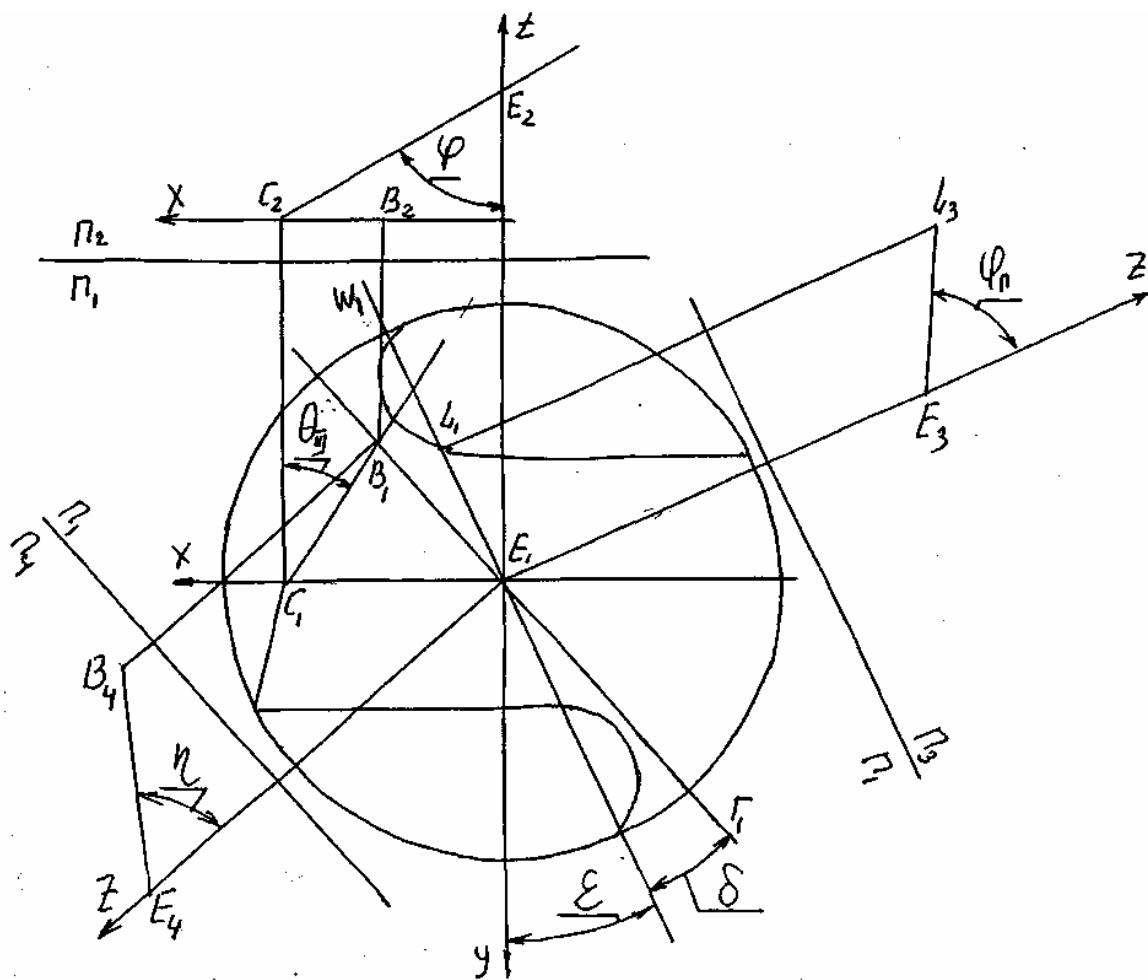


Рисунок 4 – Схема режущей части спирального сверла

Определим положение линии BE . Первой точкой будет точка E пересечения поперечной режущей кромки с осью сверла. Второй точкой будет точка B пересечения плоскости Γ с горизонтальной прямой BC . Для того чтобы определить угол η между линией BE и осью сверла вводится система лоскостей проекций Π_1/Π_4 . плоскость Π_4 проводится параллельно плоскости Γ . По правилу перемены плоскостей проекций находится проекция B_4E_4 , положение которой определяет величину угла η .

Рассматривая графическое решение будем иметь:

Из треугольника $B_1C_1E_1$ по теореме синусов будем иметь:

$$\frac{B_1E_1}{\cos \theta_{III}} = \frac{C_1E_1}{\sin(\theta_{III} + \varepsilon + \delta)}$$

Отсюда

$$B_1E_1 = \frac{C_1E_1 \cdot \cos \theta_{III}}{\sin(\theta_{III} + \varepsilon + \delta)}$$

Превышение H точки E над точкой B , измеренное вдоль оси сверла, равно:

$$H = C_1E_1 \cdot \text{ctg} \varphi$$

$$\text{tg} \eta = \frac{B_1E_1}{H} = \frac{C_1E_1 \cdot \cos \theta_{III}}{\sin(\theta_{III} + \varepsilon + \delta) \cdot C_1E_1 \text{ctg} \varphi}$$

Отсюда

$$\text{tg} \eta = \frac{\text{tg} \varphi \cdot \cos \theta_{III}}{\sin(\theta_{III} + \varepsilon + \delta)}$$

При аналитическом определении угла η выбирается система координат XVZ .

В системе координат XVZ векторы лежащие в затылочной плоскости будут:

$$\overline{CE} = -\bar{i} + \underline{k} \text{ctg} \varphi$$

$$\overline{BC} = \bar{i} + \bar{j} \text{ctg} \theta_{III}$$

$$\overline{BE} = -\bar{i} \sin(\varepsilon + \delta) + \bar{j} \cos(\varepsilon + \delta) + \bar{k} \text{ctg} \eta$$

Векторно-скалярное произведение этих векторов равно нулю:

$$\begin{vmatrix} -1 & 0 & \text{ctg} \varphi \\ 1 & \text{ctg} \theta_{III} & 0 \\ -\sin(\varepsilon + \delta) & \cos(\varepsilon + \delta) & \text{ctg} \eta \end{vmatrix} = 0$$

Раскрывая определитель, получим:

$$- \operatorname{ctg} \theta_{III} \cdot \operatorname{ctg} \eta + \operatorname{ctg} \varphi [\cos(\varepsilon + \delta) + \sin(\varepsilon + \delta) \operatorname{ctg} \theta_{III}] = 0$$

Отсюда

$$\operatorname{ctg} \eta = \frac{\operatorname{ctg} \varphi \cdot \sin(\varepsilon + \delta + \theta_{III})}{\cos \theta_{III}}$$

Или

$$\operatorname{tg} \eta = \frac{\operatorname{tg} \varphi \cdot \cos \theta_{III}}{\sin(\varepsilon + \delta + \theta_{III})}$$

Определим профиль шлифовального круга для одновременной заточки затылочной плоскости и передней плоскости Φ поперечной режущей кромки. Профиль шлифовального круга будет определяться положениями нормалей к затылочной плоскости и передней плоскости Φ поперечной режущей кромки. Нормаль \bar{N}_3 к затылочной плоскости будет:

$$\bar{N}_3 = \bar{i} - \bar{j} \operatorname{tg} \theta_{III} + \bar{k} \operatorname{tg} \varphi$$

Нормаль N_n к плоскости Φ будет равна:

$$\bar{N}_I = [\bar{BE} \times \bar{EL}]$$

Вектор \bar{BE} будет:

$$\bar{BE} = -\bar{i} \sin(\varepsilon + \delta) + \bar{j} \cos(\varepsilon + \delta) + \bar{k} \operatorname{ctg} \eta$$

Вектор EL будет:

$$\bar{EL} = -\bar{i} \sin \varepsilon + \bar{j} \cos \varepsilon + \bar{k} \operatorname{ctg} \varphi_I$$

Следовательно

$$\bar{N} = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ -\sin(\varepsilon + \delta) & \cos(\varepsilon + \delta) & \operatorname{ctg} \eta \\ \sin \varepsilon & -\cos \varepsilon & \operatorname{ctg} \varphi_I \end{vmatrix} = \bar{i} [\cos(\varepsilon + \delta) \operatorname{ctg} \varphi_I + \cos \varepsilon \cdot \operatorname{ctg} \eta] +$$

$$\bar{j} [\operatorname{ctg} \varphi_I \sin(\varepsilon + \delta) + \sin \varepsilon \operatorname{ctg} \eta] + \bar{k} \sin \delta = \bar{i} N_{i0} + \bar{j} N_{j0} + \bar{k} \sin \delta$$

Угол ξ , между рассматриваемыми нормальями \bar{N}_I и \bar{N}_3 будет:

$$\cos \xi = \frac{(\bar{N}_I \cdot \bar{N}_3)}{|\bar{N}_I| \cdot |\bar{N}_3|}$$

Скалярное произведение векторов будет равно:

$$(\bar{N}_I \cdot \bar{N}_3) = \frac{\operatorname{ctg} \varphi_I \cdot \cos(\varepsilon + \delta + \theta_{III}) + \operatorname{ctg} \eta \cdot \cos(\theta_{III} + \varepsilon)}{\cos \theta_{III}} + \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \delta$$

Таким образом

$$\cos \xi = \frac{ctg \varphi_I \cdot \cos(\varepsilon + \delta + \theta_{III}) + ctg \eta \cdot \cos(\theta_{III} + \varepsilon) + tg \varphi \cdot \sin \delta \cos \theta_{III}}{\cos \theta_{III} \cdot \sqrt{1 + tg^2 \theta_{II}} + tg^2 \varphi \cdot \sqrt{N^2_{I\delta} + N^2_{I\delta} + \sin^2 \delta}}$$

Практический интерес представляет случай когда угол ξ между нормальми \overline{N}_1 и \overline{N}_3 равен 90° .

При этом $\cos \xi = 0$. Следовательно

$$ctg \varphi_I \cdot \cos(\varepsilon + \delta + \theta_{III}) + ctg \eta \cdot \cos(\theta_{III} + \varepsilon) + tg \varphi \cdot \sin \delta \cos \theta_{III} = 0$$

Подставляя вместо $ctg \eta$ ранее полученное соотношение для определения этого угла, будем иметь:

$$ctg \varphi_I \cdot \cos(\varepsilon + \delta + \theta_{III}) + \frac{ctg \varphi_I \cdot \cos(\varepsilon + \delta + \theta_{III}) \cdot \cos(\theta_{III} + \varepsilon)}{\cos \theta_{III}} + tg \varphi \cdot \sin \delta \cdot \cos \theta_{III} = 0$$

Из этого уравнения, при выбранных величинах углов φ , θ_{II} , ε и θ_{III} рассчитанной величине угла φ_I определяется угол δ , одним из приближенных способов, при котором нормали \overline{N}_1 и \overline{N}_3 будут взаимно перпендикулярны и профиль шлифовального круга будет состоять из двух взаимно перпендикулярных прямых.

Определим статический передний угол γ_n на поперечной режущей кромке сверла. Поперечная режущая кромка лежит в осевой плоскости W , Поэтому скорость \overline{V} вращения точек поперечной режущей кромки вокруг оси сверла будет перпендикулярна поперечной режущей кромке. Отсюда в статической системе координат имеет место прямоугольное резание. Следовательно, статический передний угол γ_n будет равен углу между скоростью \overline{V} вращения исследуемой точки поперечной режущей кромки и нормалью \overline{N}_1 к передней поверхности поперечной режущей кромки.

Вектор \overline{V} будет:

$$\overline{V} = \overline{i} \cos \varepsilon + \overline{j} \sin \varepsilon$$

Вектор нормали \overline{N}_1 равен:

$$\overline{N}_1 = \overline{i} [\cos(\varepsilon + \delta) ctg \varphi_I + \cos \varepsilon ctg \eta] + \overline{j} [ctg \varphi_I \sin(\varepsilon + \delta) + \sin \varepsilon ctg \eta] + \overline{k} \sin \delta$$

Статический передний угол γ_n на поперечной кромке будет равен:

$$\cos \gamma_I = \frac{(\overline{N}_I \cdot \overline{V})}{|\overline{N}_I| \cdot |\overline{V}|}$$

Скалярное произведение векторов \overline{N}_1 и \overline{V} будет:

$$(\bar{N}_I \cdot \bar{V}) = \cos \varepsilon [\cos(\varepsilon + \delta) \cdot ctg \varphi_I + \cos \varepsilon \cdot ctg \eta] + \sin \varepsilon [ctg \varphi_I \cdot \sin(\varepsilon + \delta) + \sin \varepsilon \cdot ctg \eta]$$

Отсюда

$$(\bar{N}_I \cdot \bar{V}) = ctg \varphi_I \cdot \cos \delta + ctg \eta$$

Следовательно

$$\cos \gamma_I = \frac{ctg \varphi_I \cdot \cos \delta + ctg \eta}{\sqrt{N^2_{i\delta} + N^2_{i\delta} + N^2_{iZ}}}$$

где

$$\sqrt{N^2_{i\delta} + N^2_{i\delta} + N^2_{iZ}} = \sqrt{ctg^2 \varphi_I + ctg^2 \eta + 2ctg \varphi_I \cdot ctg \eta \cdot \cos \delta + \sin^2 \delta}$$

Таким образом:

$$\cos \gamma_I = \frac{ctg \varphi_I \cdot \cos \delta + ctg \eta}{\sqrt{ctg^2 \varphi_I + ctg^2 \eta + 2ctg \varphi_I \cdot ctg \eta \cdot \cos \delta + \sin^2 \delta}}$$

В частном случае при $\delta = 0$ будем иметь:

$$\cos \gamma_I = \frac{ctg \varphi_I + ctg \eta}{\sqrt{(ctg \varphi_I + ctg \eta)^2}} = 1$$

Отсюда $\gamma_I = 0$, что и следовало ожидать.

У стандартных сверл с обычным расположением поперечной режущей кромки статический передний угол в точках поперечной режущей кромки колеблется в пределах минус $30 \div 40^\circ$.

Выводы

- Проанализирована конструкция спирального сверла с обратным углом наклона поперечной кромки.
- Определены положения передних и задних плоскостей поперечной режущей кромки.
- Решена графически и аналитически задача определения статических геометрических параметров на поперечной режущей кромке сверла.

Литература

- 1 Родин П.Р. Геометрия режущей части спирального сверла, К, "Техника", 1971, 136с.

УДК 624.9

Мироненко Е.В., Колесник В.Ф.
ДГМА, АО НКМЗ, г. Краматорск, Украина

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ «СТРУЖКА – РЕЗЕЦ - ДЕТАЛЬ»

The mathematical model of distribution of thermal streams is developed at removal of the big sections of a cut by a modular cutter from the curvilinear form of a forward surface in a combination of a chip breaking a shaving. The suggested mathematical model allows to predict at the set modes of cutting distribution of thermal streams and temperature in system «shaving - cutter - detail».

Введение

При механической обработке труднообрабатываемых валковых сталей на поверхности сборного инструмента возникающая температура определяет производительность обработки, стойкость твердосплавной пластины и элементов сборного инструмента. Рассмотрение закономерностей распределения тепловых потоков при точении сборным инструментом при снятии больших сечений среза имеет большое значение для понимания физической сущности процесса резания. Тепловые расчеты при резании в значительной мере основываются на теории теплопроводности и теории движущихся источников тепла. Работы в этой области в основном посвящены взаимодействию сходящей стружки с плоской передней поверхностью без взаимодействия с прихватом – стружколомом или дополнительным препятствием на пути движения стружки [2, 3, 4].

В настоящее время при снятии больших сечений среза применяются сборные резцы с механическим креплением твердосплавных пластин с криволинейной формой передней поверхности для обеспечения удовлетворительного дробления стружки в широком диапазоне режимов резания.

Так как этот процесс сопровождается большими упруго-пластическими деформациями с выделением большого количества теплоты, необходимо знать распределение тепловых потоков, чтобы управлять производительностью и стойкостью инструмента.

Основная часть

Тепловые процессы и деформации происходят одновременно с механическими и играют важную роль в процессе стружкообразования.

$$- q_4 = \tau_n av_c = \frac{\tilde{T}_n v_c}{l_n} \quad - \text{тепловой поток от трения о поверхность}$$

прихвата-стружколома;

$$- \tilde{T}_n - \text{сила трения};$$

$$- l_n - \text{длина контакта стружки с прихватом - стружколомом};$$

$$- q_5 = \tilde{\tau}_x av - \text{тепловой поток от трения о заднюю поверхность резца};$$

$$- \tilde{\tau}_x - \text{касательные напряжения на задней поверхности пластины};$$

$$- h_{zn} - \text{высота площадки контакта};$$

- $q_6 = \tau_T av$ - тепловой поток от пластической деформации в зоне образования нароста приблизительно соответствует по высоте h_ϕ упрочняющей фаски.

Вычислим тепловой поток q_2 от пластической деформации изгиба стружки. Для этого вспомогательную ось y направим от центра перпендикулярно оси стружки вниз, (см. рис.1). Элементы длины

$$\text{середины стружки } dl_1 = (R - \frac{t_1}{2})d\alpha \text{ и точки с ординатой } y$$

$$dl_y = (R - \frac{t_1}{2} + y)d\alpha \text{ соответствуют силе } F_y.$$

$$F_y = (dl_y - dl_1)k_y = (R - \frac{t_1}{2} + y - (R - \frac{t_1}{2}))d\alpha k_y = yd\alpha k_y \text{ и нормальному}$$

$$\text{напряжению: } \sigma_y = \frac{F_y}{dl_y} = \frac{yk_y}{R - \frac{y_1}{2} + y}, \text{ где } k_y - \text{коэффициент упругости.}$$

Критическая точка y_0 , после которой во внешних слоях стружки возникает пластическая деформация, определяется $\sigma_{y_0} = \sigma_T$;

$$\frac{y_0 k_y}{R - \frac{t_1}{2} + y_0} = \sigma_T; \quad y_0 = \frac{\sigma_T (R - \frac{t_1}{2})}{k_y - \sigma_T}.$$

Во внешних слоях пластическая деформация стружки $\varepsilon_{nl,y} = \varepsilon_y - \varepsilon_{y_0}$,

$$\text{где } \varepsilon_y = \frac{y d\alpha}{d\alpha (R - \frac{t_1}{2} + y)} = \frac{y}{R - \frac{t_1}{2} + y}; \quad \varepsilon_{nl,y} = \frac{y}{R - \frac{t_1}{2} + y} - \frac{\sigma_T (R - \frac{t_1}{2})}{(k_y - \sigma_T)(R - \frac{t_1}{2}) + \sigma_T (R - \frac{t_1}{2})}.$$

Мощность теплового потока зависит от силы и скорости деформации:

$$q_2 = Fv_{nl} = \frac{\sigma_T \varepsilon_{nl,y}}{\tau} = \sigma_T \varepsilon_{nl,y} v_c =$$

$$\sigma_T \frac{v \sin \beta}{\cos(\beta - \gamma)} \left(\frac{|y|}{R - \frac{t_1}{2} + y} - \frac{\sigma_T (R - \frac{t_1}{2})}{(k_y - \sigma_T)(R - \frac{t_1}{2}) + \sigma_T (R - \frac{t_1}{2})} \right)$$

Исходя из того, что промежуток времени на единицу длины составляет

$\tau = \frac{1}{v_c}$, можно составить уравнение теплопроводности для плоской задачи:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \omega \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right), \quad (1)$$

где T – температура, t – время; ω – коэффициент теплопроводности (Т5К10, Т15К6 $\omega = 10 \frac{ММ^2}{с}$, ВК8-24,5; Р6М5-5,3; стали на ферритной основе (45, 40Х, 20ХН3А) – 8; на аустенитной основе (Х18Н10Т) – 5).

Для одномерной задачи $\frac{\partial T}{\partial t} = \omega \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$ соответствует решение

$$T(x, t) = \frac{B}{\sqrt{4\omega t \sigma}} e^{-\left(\frac{x-3}{\sqrt{4\omega t}}\right)^2}.$$

Тогда уравнение теплопроводности принимает вид:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = -\frac{B2(x-3)}{(4\omega t)^{3/2} \sqrt{\sigma}} e^{-\left(\frac{x-3}{\sqrt{4\omega t}}\right)^2};$$

$$-\frac{B}{\sqrt{\sigma} 2\sqrt{4\omega t}^{3/2}} + \left(\frac{(x-3)}{\sqrt{4\omega t}}\right)^2 \frac{B}{\sqrt{\omega t^2} \sqrt{4\omega t}} = \omega \left(-\frac{2B}{\sqrt{\omega} (4\omega t)^{3/2}} + \frac{4B(x-3)^2}{\sqrt{\omega} (4\omega t)^{5/2}} \right); \quad (2)$$

$$\int_{-\infty}^{+\infty} T(x, t) dx = \frac{B}{\sqrt{\omega}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-u^2} du = B = \frac{Q}{C_v},$$

где Q – общее количество теплоты, C_v – удельная теплоемкость.

Следовательно

$$T = \frac{B}{2\pi t \sqrt{4\omega}} e^{-\frac{(x-3)^2 + (y-r)^2}{4\omega t}} \quad (3)$$

- решение (1), однако,

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} T(x, y, t) dx dy = \frac{B}{2\pi t} \int_0^{+\infty} e^{-r^2} 2\pi r dr = \frac{B}{t}, \quad (4)$$

в этом случае нужно с ростом t увеличивать мощность источника, выделившего тепло в момент $t=0$.

Вычислим поток тепла, попадающий от потока q_1 в деталь вдоль отрезка $[\tau_0, \tau_1]$, при срезании первого слоя припуска. В связи с большой скоростью процесса, считая теплообмен, происходящий по пакету стержней l_{cd} и пренебрегая теплообменом между стержнями, температура участка $[c, d]$ после сдвига от момента τ_0 до момента τ_1 будет равна:

$$\tau_1 - \tau_0 = \frac{t_1}{\cos \beta_1 v_1},$$

где $\beta_1 = \beta + \frac{s}{\pi D}$; $v_1 = \sqrt{v^2 + \left(\frac{s}{\pi D}\right)^2}$ - скорость с учетом подачи; s - подача; D - диаметр детали.

Поток тепла в зоне пластической деформации

$$T_{cd} = \int_{\tau_0}^{\tau_0 + \frac{t_1}{v_1 \cos \beta_1}} \frac{q_1}{C_v \sqrt{4\pi\omega(t - \tau_0)}} e^{-\frac{l_{cd}(t)^2}{4\omega(t - \tau_0)}} dt,$$

где $l_{cd}(\tau_0) = t_1 t_y \beta_1$;

$l_{cd}(t) = l_{cd}(\tau_0) \frac{t_1 / \cos \beta_1 - v_1(t - \tau_0)}{t_1 / \cos \beta_1} = tg \beta_1 (t_1 - v_1(t - \tau_0) \cos \beta_1)$ - расстояние от источника до участка (с, d) (см. рис. 1). При этом относительная

температура $T_{cd} = \frac{q_1}{C_v \sqrt{4\pi\omega}} \int_0^{\frac{t_1}{v_1 \cos \beta_1}} \frac{1}{\sqrt{\tau}} e^{-\frac{(tg \beta_1 (t_1 - v_1 \tau \cos \beta_1))^2}{4\omega\tau}} d\tau$, а в момент

времени t $T_{cd}(t) = \frac{q_1}{C_v \sqrt{4\pi\omega}} \int_0^{t - \tau_0} \frac{1}{\sqrt{\tau}} e^{-\frac{(tg \beta_1 (t_1 - v_1 \tau \cos \beta_1))^2}{4\omega\tau}} d\tau$.

Исходя из зависимости предложенной авторами [3], можно определить:

$$T_{cd}(t) = \frac{q_1}{C_v \sqrt{4\pi\omega}} \int_0^{t - \tau_0} \frac{1}{\sqrt{\tau}} e^{\frac{2tg^2 \beta_1 t_1 v_1 \cos \beta_1}{4\omega}} e^{-\left(\frac{tg^2 \beta_1 v_1^2 \cos^2 \beta_1}{4\omega} \tau - \frac{tg^2 \beta_1 t_1^2}{4\omega\tau}\right)} d\tau =$$

$$= \frac{2q_1}{C_v v_1 \sin \beta_1 \sqrt{\sigma}} e^{\frac{2t_1 v_1 \sin^2 \beta_1}{4\omega \cos \beta_1}} \int_0^{\frac{\sqrt{t-\tau_0}}{\sqrt{4\omega}}} v_1 \sin \beta_1 e^{(-u^2 - \frac{t_1^2}{v_1^2 \cos^2 \beta_1} u^2)} du.$$

$T_{cd}(t)$ есть относительная температура, соизмеримая с начальной температурой детали:

$$T_{cd_{abc}}(t) = T_{cd}(t) + T_{дет}.$$

Поток теплоты, попадающий в деталь, определяется

$$\frac{\partial T_{cd}}{\partial x_1} = \frac{q_1 \cos \beta_1}{C_v \sqrt{4\pi\omega}} \int_0^{\frac{t_1}{(v_1 \cos \beta_1)}} - \frac{2l_{cd}(\tau)}{\sqrt{\tau} 4\omega\tau} e^{-\frac{l_{cd}(\tau)^2}{4\omega\tau}} d\tau =$$

$$\frac{2q_1 \cos \beta_1}{\sqrt{\sigma}(4\omega)^{3/2}} \int_0^{\frac{t_1}{(v_1 \cos \beta_1)}} (v_1 \tau^{-2} \sin \beta_1 - t_1 \tau^{-3} \operatorname{tg} \beta_1) e^{-\frac{(\operatorname{tg} \beta_1 (t_1 - v_1 \tau \cos \beta_1))^2}{4\omega\tau}} d\tau$$

где x_1 - координата, перпендикулярная формируемой поверхности.

При резании нагрев стружки и детали осуществляется за небольшой промежуток времени, затем этот процесс стабилизируется, и практический интерес представляет приращение температуры при установившемся температурном режиме, то есть, при $\tau \rightarrow \infty$.

Тогда температура от движущегося со скоростью v вдоль бесконечного стержня точечного источника теплоты равна:

$$T(x) = \lim_{\tau \rightarrow \infty} T(x, \tau) = \begin{cases} \frac{q}{v_c C_v} e^{-\frac{v_c x}{\omega}}, \text{ при } x > 0; \\ \frac{q}{v_c C_v}, \text{ при } x \leq 0, \end{cases}$$

где C_v – теплоемкость, для расчета T_{cd} дает только грубое приближение, так как слой, по которому тепло должно было бы распространяться в течение большого времени ($\tau \rightarrow \infty$), на левом конце уносится стружкой и поэтому нужно брать конечное время $\tau = t$.

Слой детали, в который попало тепло, на следующем обороте переходит в стружку, поэтому общее количество теплоты, которое попало в стружку после прохождения зоны потока q_1 составляет

$$Q = \lambda \frac{\partial T_{cd}}{\partial x_1} + \left(\frac{q_1}{v_c} - \lambda \frac{\partial T_{cd}}{\partial x_1} \right) + \frac{q_6 h_\phi}{2v} + \int_{h_\phi}^{h_\phi + h_{zn}} \frac{q_5 dh}{2v} = \frac{q_1}{v_c} + \frac{q_6 h_\phi}{2v} + \int_{h_\phi}^{h_\phi + h_{zn}} \frac{q_5 dh}{2v},$$

где λ - коэффициент теплопроводности.

Здесь мы не учитываем распространение тепла в деталь от потоков q_2, q_3 и q_4 . Температура стружки после прохождения q_1 составит

$$T_{cq_1} = \frac{Q}{C_v t_1 a} + T_{gh},$$

где T_{gh} – начальная температура детали.

После прохождения зоны потока q_2 составит

$$T_{cq_2}(\tilde{y}) = \frac{q_2(\tilde{y})}{v_c} + \frac{Q}{C_v t_1 a} + T_{gh}, \quad (5)$$

где ось \tilde{y} направлена от середины перпендикулярно оси стружки.

Приращение температуры стружки, вызванное потоком q_3 от трения стружки о переднюю поверхность резца может быть вычислено

$$\begin{aligned} T_{cq_3}(y, x) &= \sum_{i=1}^N \frac{1}{2} \frac{q_3(x_i) \frac{x_{i+1} - x_i}{v_c} e^{-\frac{y^2}{4\omega \frac{x-x_i}{v_c}}}}{C_v \sqrt{4\pi\omega \frac{x-x_i}{v_c}}} = \int_0^x \frac{q_3(\tilde{x}) \frac{d\tilde{x}}{v_c} e^{-\frac{y^2}{4\omega \frac{x-\tilde{x}}{v_c}}}}{C_v 2 \sqrt{4\pi\omega \frac{x-\tilde{x}}{v_c}}} = \\ &= \int_0^x \frac{q_3(\tilde{x})}{C_v 2 \sqrt{4\pi\omega v_c} (x-\tilde{x})} e^{-\frac{y^2 v_c}{4\omega(x-\tilde{x})}} d\tilde{x}, \quad (6) \end{aligned}$$

а при постоянном потоке $q_3(\tilde{x}) = q_{3o} = const$,

$$T_{cq_3}(y, x) = -\frac{q_{3o}}{C_v \sqrt{\sigma v_c}} \int_0^{\sqrt{4\omega x}} e^{-\frac{y^2 v_c}{u^2}} du,$$

где ось y направлена перпендикулярно от поверхности, контактирующей к передней поверхностью резца, а ось x вдоль передней поверхности резца по поверхности стружки.

Окончательно температуру стружки без учета охлаждения внешней поверхности можно представить в виде

$$\begin{aligned} T_c(x, y, t) &= T_{gh} + \frac{1}{C_v} \left(\tau_T \frac{\cos \gamma}{\sin \beta} + \frac{1}{2} \tau_T \frac{h_\phi}{t_1} + \frac{1}{2t_1} \int_{h_\phi}^{h_\phi+h_{zn}} \tilde{\tau}_x dh + \right. \\ &\left. + \sigma_T \left(\frac{\left| y - \frac{t_1}{2} \right|}{R-y} - \frac{\sigma_T (R - \frac{t_1}{2})}{(k_y - \sigma_T)(R - \frac{t_1}{2}) + \sigma_T (R - \frac{t_1}{2})} \right) \right) + \end{aligned}$$

$$+ \int_0^x \left[\left(\frac{\tau_x v \sin \beta}{2C_v \cos(\beta - \gamma)} + \alpha_{cp} (T_c(\tilde{x}, 0, t) - T_p(\tilde{x}, 0, t)) \right) \sqrt{\cos(\beta - \lambda)} / \right. \\ \left. / \sqrt{4\sigma\omega v \sin \beta (x - \tilde{x})} \right] e^{-\frac{y^2 v \sin \beta}{4\omega \cos(\beta - \alpha)(x - \tilde{x})}} d\tilde{x}. \quad (7)$$

После касания прихвата-стружколома в точке с координатой x_n температура стружки

$$\tilde{T}_c(x, y, t) = T_c(x, y, t) - \frac{v \sin \beta y}{C_v l_n \sqrt{\sigma} \cos(\beta - \gamma)} \times \\ \times \int_{y(4\alpha x_n \cos(\beta - \gamma)/(v \sin \beta))^{1/2}}^{y(4\alpha x \cos(\beta - \gamma)/(v \sin \beta))^{1/2}} \begin{cases} \frac{T_n}{a}, \text{ при } u < y(4\omega(x_n + l_n \cos(\beta - \gamma))/(v \sin \beta))^{1/2} \\ 0, \text{ в противном случае} \end{cases} \times e^{-\frac{1}{u^2}} du + \\ + \alpha_{cn} \int_{x_n}^x \begin{cases} \tilde{T}_c(\tilde{x}, 0, t) - T_n(\tilde{x}, 0, t), \text{ при } x < x_n + l_n \\ 0, \text{ в противном случае} \end{cases} \times \\ \times (\cos(\beta - \gamma)/(4\sigma\omega v \sin \beta (x - \tilde{x})))^{1/2} e^{-\frac{y^2 v \sin \beta}{4\omega \cos(\beta - \gamma)(x - \tilde{x})}} d\tilde{x}. \quad (8)$$

Для расчета температуры внешнего, срезаемого на следующем обороте слоя детали, в силу малого времени процесса может быть принята «стержневая» модель (без учета теплообмена между стержнями).

Обозначая координату вдоль поверхности детали, контактирующей с наростом (застойной зоной) pe через Z_2 , а вдоль задней поверхности резца – через Z_3 , можно записать:

$$T_g(Z_2, t)|_{pe} = T_{gh} + T_{cd} + \frac{1}{2C_v} q_6 \sqrt{\frac{t}{\pi\omega}} - \alpha_{gh} \int_0^t (T_g(Z_2, \tilde{t}) - T_h(Z_2, \tilde{t})) \frac{d\tilde{t}}{\sqrt{4\pi\omega\tilde{t}}}; \\ T_g(Z_3, t)|_{ek} = T_g(Z_2, t)|_{eZ_2=0} + \frac{1}{2C_v} q_5(Z_3) \sqrt{\frac{t}{\pi\omega}} - \\ - \alpha_{pg} \int_0^t (T_g(Z_3, \tilde{t}) - T_p(Z_3, \tilde{t})) \frac{d\tilde{t}}{\sqrt{4\pi\omega\tilde{t}}}. \quad (9)$$

Эти зависимости есть некоторое уточнение величин, входящих в (7), так как в деталь уходит не половина потоков q_6 и q_5 , а другая часть, в зависимости от температур нароста и резца и условий теплообмена (коэффициенты α_{gh} и α_{pg}). Температуру нароста $T_h(Z_2, t)$ на участке (р, е) можно считать приближенно равной температуре резца $T_p(Z_2, t)$ на

участке (а, с) с соответствующим коэффициентом теплообмена α_{gp} вместо α_{gh} . Если считать начальную температуру детали T_{gh} постоянной, таким образом, ее теплообмен в системе стружка-резец-деталь будет происходить за счет теплообмена контактирующих с воздухом передней поверхностей резца и удаляемого материала стружки.

Уравнения (7), (8) - (1), (9) образуют с учетом сказанного замкнутую систему теплообмена.

Выводы

Разработана математическая модель распределения тепловых потоков при снятии больших сечений среза сборным резцом с криволинейной формой передней поверхности в сочетании прихвата-стружколома. Предложенная математическая модель позволяет прогнозировать при заданных режимах резания распределение тепловых потоков и температуру в системе «стружка – резец – деталь».

Температура передней поверхности, наряду с температурой прихвата–стружколома, ограничивает режимы резания, допускаемые износостойкостью режущей части и прихвата. Роль температуры передней поверхности возрастает при увеличении толщины срезаемого слоя.

Литература

- 1 Мироненко Е.В. Моделирование процесса стружкообразования при снятии больших сечений среза // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. – Краматорск, ДГМА. – Вып. №12, 2002 – С.149 – 156.
- 2 Кушнер В.С. Термомеханическая теория процесса резания металлов. – Иркутск. Изд-во Иркутского ун-та, 1982. – 180с.
- 3 Васин С.А., Верещака А.С., Кушнер В.С. Резание металлов: Учебн. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 448с.
- 4 Мазур М.П. Визначення контактних температур інструменту. /Вісник технологічного університету Поділля. – 1997. – №1 – С.5 – 13.
- 5 Резников А.Н. Теплофизика резания. – М.: 1969. – 280с.

УДК 621.923

Матюха П.Г., Стрелков В.Б., Полтавець В.В
ДонНТУ, м. Донецьк, Україна

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ЗМІНИ РІЗАЛЬНОЇ
ЗДАТНОСТІ КРУГА ПРИ АЛМАЗНОМУ ШЛІФУВАННІ ТА В
ПРОЦЕСІ ЕЛЕКТРОЕРОЗІЙНИХ ДІЙ НА РОБОЧУ ПОВЕРХНЮ
КРУГА ПРИ ОБРОБЛЕННІ ТВЕРДИХ СПЛАВІВ**

In a paper it is determined, that the change of cutting capacity of wheel at diamond grinding occurs under the exponential law, and at spark-erosive actions on wheel working surface simultaneously to grinding of hard alloy – on linear one. Discrepancy of experimentally and theoretically determined magnitudes is between the limits 3,3 and 3,9 %

Вступ

При розрахунках вихідних технологічних показників шліфування з урахуванням перемінної різальної здатності робочої поверхні круга потрібно мати інформацію про закономірності її зміни як під час шліфування, так і під час поновлення різальної здатності за допомогою електроерозійних дій на робочу поверхню круга (РПК), які виконуються одночасно з обробленням заготовки. В теперішній час інформацію про закономірності зміни різальної здатності РПК при алмазному шліфуванні важкооброблюваних матеріалів знаходять розрахунковими методами [1, 2] або експериментальними з використанням пружної схеми шліфування [2, 3, 4]. Що відноситься до закономірності зміни різальної здатності РПК під час електроерозійних дій на неї під час оброблення, то така інформація в літературі відсутня.

Метою роботи є визначення закономірностей зміни різальної здатності круга при алмазному шліфуванні та в процесі електроерозійних дій на РПК при обробленні твердих сплавів.

Основна частина

Експеримент проводили на плоскошліфувальному верстаті моделі 3Д711АФ11, модернізованому для здійснення електроерозійної правки кругів та оброблення зразка з одночасними електроерозійними діями на РПК [1]. Модернізація полягала в забезпеченні підведення струму до шліфувального круга та електрода-інструмента, а також в їх електричній ізоляції від загальної конструкції верстата. Оброблення зразка із твердого сплаву ВК6 розмірами $b \times L = 15,7 \times 86$ мм вели за пружною схемою алмазним шліфувальним кругом 1А1 250×76×16×5 АС6 100/80-4М2-01 з використанням спеціального пристрою, який забезпечував ідентичність

кінематики пружної та жорсткої схем. В якості джерела технологічного струму використовували блок електроживлення моделі ІТТ-35, робоче середовище – 0,3% водний розчин кальцинованої соди.

Підготовку робочої поверхні круга до експерименту виконували за допомогою електроерозійної правки (круг – анод, електрод-інструмент – катод) в два етапи. На першому етапі з використанням електроду із міді М1 видаляли алмазовмісний шар, який був сформований попереднім експериментом. Швидкість круга дорівнювала 35 м/с, поперечну подачу та подачу на врізання виконували вручну, підтримуючи середню силу струму в межах 5-8 А. На другому етапі електроерозійну правку вели за схемою плоского шліфування з використанням електрода-інструмента із чавуна СЧ 18-36. Режими правки: механічні – швидкість круга $V_{кр} = 35$ м/с, поздовжня швидкість столу $V_{см} = 6$ м/хв; поперечна подача $S_{non} = 2,5$ мм/хід, глибина різання $t = 0,005 \div 0,010$ мм; електричні – напруга холостого ходу $U_{xx} = 50$ В, середня сила струму $I = 5-8$ А. В результаті на другому етапі правки забезпечувалося радіальне биття РПК в межах 10-15 мкм, оголення алмазних зерен на величину 1/3 від діаметра моделі зерна в формі кулі.

Алмазне врізне шліфування зразка із ВК6 за пружною схемою (рис. 1) виконували на наступних механічних режимах: швидкість круга $V_k = 35$ м/с, поздовжня швидкість столу $V_{см} = 6$ м/хв. При цьому блок електроживлення був виключений. Сила підтискання зразка до РПК дорівнювала 86,3 Н і була визначена розрахунком з умов відсутності окислювання алмазних зерен.

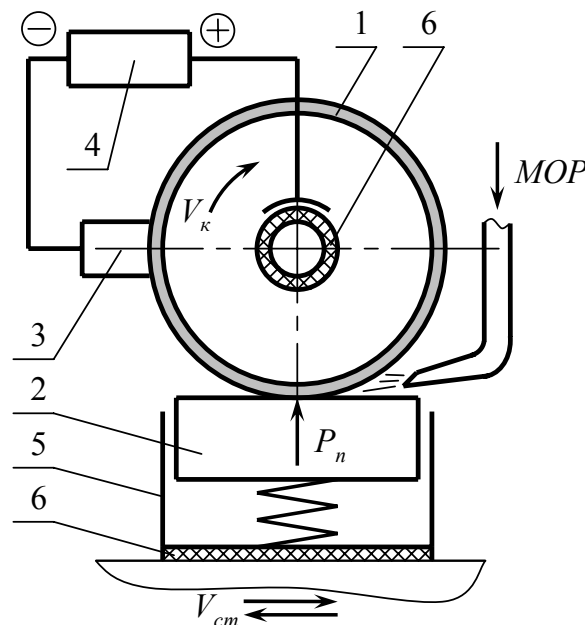


Рисунок 1 – Схема врізного шліфування за пружною схемою з можливістю одночасних електроерозійних дій на РПК

1 – шліфувальний круг, 2 – оброблюваний зразок, 3 – електрод-інструмент, 4 – джерело технологічного струму, 5 – пристрій для шліфування за пружною схемою, 6 – ізоляційні прокладки

Кількість матеріалу, який був видалений шліфуванням, визначали вимірюванням висоти зразка через певні відрізки часу шліфування. Вимірювання здійснювали в трьох точках зразка після 1, 3, 5, 15, 30, 45, 60 хвилин оброблення, а далі за їх результатами розраховували середню висоту видаленого матеріалу за формулою:

$$\bar{h} = \frac{\sum_{i=1}^n h_i}{n},$$

де n – кількість вимірів;

h_i – висота видаленого шару оброблюваного матеріалу при кожному вимірі.

Для визначення 95 %-вих довірчих інтервалів на середнє значення висоти видаленого матеріалу \bar{h} розраховували вибіркові дисперсії, а також середньозважену дисперсію, згідно методик, наведених в роботі [6].

Як показують результати експериментів (рис. 2), у процесі оброблення поточна різальна здатність РПК, яка оцінюється нами об'ємом видаленого матеріалу за хвилину, тобто поточною продуктивністю шліфування, зменшується з 400 мм³/хв до 200 мм³/хв за 60 хвилин оброблення за законом, який описується рівнянням:

$$V_1 = V_{cm} + \Delta V \exp(\beta_Q \tau) \quad (1)$$

де V_1 , $V_{вих}$, V_{cm} – відповідно поточна, вихідна, стала продуктивність шліфування, мм³/хв;

$\Delta V = V_{вих} - V_{cm}$ – амплітуда зниження продуктивності шліфування, мм³/хв;

β_Q – емпіричний коефіцієнт, 1/хв;

τ – тривалість шліфування, хв.

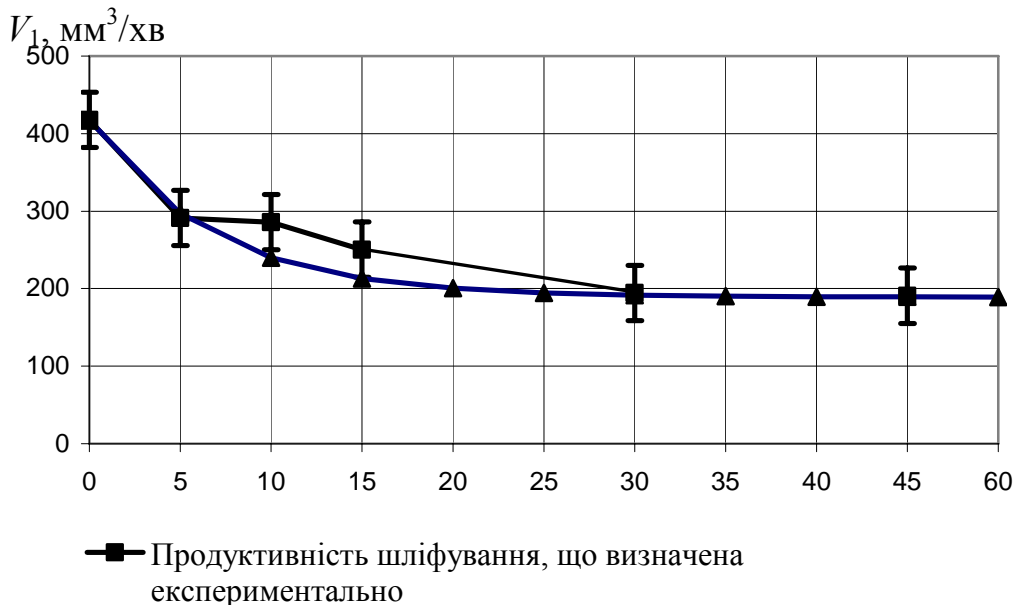


Рисунок 2 – Вплив часу оброблення на різальну здатність РПК при врізному шліфуванні твердого сплаву ВК6 за пружною схемою

Після визначення показника ступеня β_Q і величин $V_{вих}$ і $V_{ст}$ у рівнянні (1) методом найменших квадратів, залежність, яка описує зміну різальної здатності РПК при шліфуванні твердого сплаву ВК6 кругом 1А1 250×76×16×5 АС6 100/80-4М2-01 в часі, приймає вигляд:

$$V_1 = 190 + 248 \cdot \exp(-0,17086 \cdot \tau). \quad (2)$$

Сумарний об'єм видаленого шліфуванням матеріалу за годину визначимо інтегруванням рівняння (2). Для розглянутих умов оброблення розрахункове значення V_1 дорівнює 12850 мм^3 , а знайдене експериментально – $13321 \pm 36 \text{ мм}^3$. Таким чином, розходження теоретично та експериментально знайдених значень становить 3,3-3,9 %, що є задовільним.

З метою визначення закономірності зростання різальної здатності РПК за рахунок електроерозійних дій на неї в автономній зоні одночасно з шліфуванням твердого сплаву ВК6, оброблення зразка здійснювали затупленою в процесі попереднього експерименту робочою поверхнею. Режими електроерозійних дій: $U_{xx} = 50 \text{ В}$, середня сила струму $I = 8-10 \text{ А}$; механічні режими були такими ж, як і при алмазному шліфуванні.

Кількість видаленого матеріалу під час шліфування з одночасними електроерозійними діями на робочу поверхню круга визначали за методикою, аналогічною описаній раніше. При досягненні продуктивності шліфування, яка дорівнювала продуктивності шліфування в початковий момент часу попередньо заправленим кругом, РПК вважали оновленою. Вимірювання висоти видаленого шару здійснювали в трьох точках зразка після 2, 3, 4, 8, 10, 12, 14 хвилин оброблення, розраховуючи щораз середню висоту шару видаленого матеріалу, за якою розраховували поточну продуктивність оброблення (рис. 3).

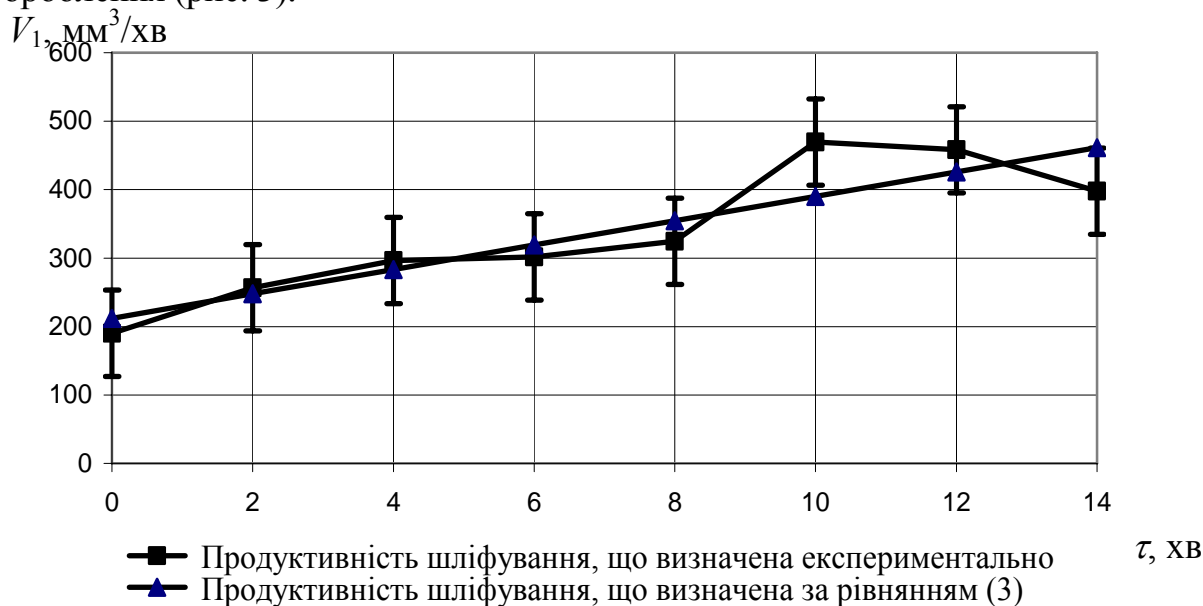


Рисунок 3 – Вплив часу оброблення на різальну здатність РПК при врізному шліфуванні за пружною схемою твердого сплаву ВК6 з одночасними електроерозійними діями на робочу поверхню круга

Як видно із рис. 3, вплив електроерозійних дій на збільшення продуктивності шліфування при обробленні за пружною схемою може бути описаний рівнянням прямої. З порівняння графіків продуктивностей на рис. 2 і рис. 3 можна побачити, що параметри РПК оновлюються за рахунок електроерозійних дій протягом 14 хвилин оброблення. Після визначення коефіцієнту і вільного члену у рівнянні вигляду (1) методом найменших квадратів воно буде мати вигляд:

$$V_2 = 17,8 \tau + 212,2, \quad (3)$$

де V_2 – поточна продуктивність шліфування з одночасними електроерозійними діями на РПК, мм³/хв;

При теоретичних розрахунках тривалості електроерозійних дій на робочу поверхню круга час, необхідний для відновлення РПК, знаходили за такою залежністю [1]

$$\tau_{\text{зв}} = \frac{V_c}{I \cdot C \cdot U_{sm}}, \text{ хв}, \quad (4)$$

де V_c – об'єм зв'язки, що видаляється за допомогою електроерозійних дій, і який є необхідним і достатнім для забезпечення випадання зерна із зв'язки, мм³;

I – середнє значення електричного струму під час електроерозійних дій, А;

C – коефіцієнт, який визначається експериментально;

U_{sm} – розрахункове значення напруги на міжелектродному проміжку в процесі електроерозійних дій, В.

Оскільки для стійкого положення зерна воно повинне виступати зі зв'язки на 1/3 діаметра кульової моделі зерна, а його нестійкий стан у зв'язці характеризується заглибленням у неї на 1/3 діаметра [1, 7], то об'єм зв'язки V_c , що підлягає видаленню для відновлення різальної здатності РПК, буде дорівнювати:

$$V_c = 10^{-3} \frac{1}{3} d_{cp} \cdot \pi \cdot B_k \cdot D_k \cdot (1 - P_v \cdot K \cdot 10^{-2}), \text{ мм}^3,$$

де d_{cp} – діаметр моделі зерна в формі кулі, мкм;

B_k – ширина круга, мм;

D_k – діаметр круга, мм.

P_v – об'ємна частка алмаза в алмазовмісному шарі;

K – відносна концентрація алмазів, %.

Розрахований за формулою (4) час відновлення параметрів РПК становить 13,6 хвилин, що цілком співпадає з часом відновлення РПК, знайденим в ході експерименту.

Висновки

1. Зменшення різальної здатності РПК при алмазному шліфуванні твердого сплаву ВК6 відбувається за експоненціальним законом.
2. Підвищення різальної здатності круга у результаті електроерозійних дій на РПК, що виконуються одночасно з обробленням алмазним шліфуванням зразка із сплаву ВК6, відбувається за лінійним законом.
3. Об'єми матеріалу, знайденого за допомогою виведених регресійних залежностей та визначеного експериментально, відрізняються несуттєво (в межах 3,3-3,9 %), що дає можливість використовувати ці залежності з метою розрахунків технологічних показників процесу алмазного оброблення та оптимізації режимів шліфування твердих сплавів.

Література

- 1 Матюха П.Г. Научные основы стабилизации выходных показателей алмазного шлифования с помощью управляющих воздействий на рабочую поверхность круга: Автореф. дис... докт. техн. наук: 05.03.01/ ХГПУ. – Харьков, 1996. – 48 с.
- 2 Полтавец В.В. Обоснование режимов шлифования труднообрабатываемых материалов при электроэрозионном воздействии на рабочую поверхность круга: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.03.01/ ДонНТУ. – Донецк, 2001. – 19 с.
- 3 Матюха П.Г., Полтавец В.В. Режущая способность рабочей поверхности круга как ограничивающий параметр производительности шлифования./ Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сб. научных трудов. – Краматорск: ДГМА, вып. 13, 2003. – С. 58-63.
- 4 Матюха П., Стрелков В.Б., Полтавец В.В. Определение режимов плоского шлифования твердых сплавов с использованием нового понятия о текущей лимитированной режущей способности круга/ Сверхтвердые материалы. Научно-теоретич. журнал. – Киев, 2004, №3. – С. 67-73.
- 5 Цокур В.П., Стрелков В.Б., Хохлов А.А. Модернизация шлифовальных станков для осуществления обработки с электроэрозионным управляющим воздействием на рабочую поверхность круга// Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научн. трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2001. – Вып.15. – С. 258-262.
- 6 Пустыльник Е.И. Статистические методы анализа и обработки наблюдений. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1968. – 288 с.
- 7 Чачин В.Н., Дорофеев В.Д. Профилирование алмазных шлифовальных кругов. – Минск: Наука и техника, 1974. – 160 с.

Донченко Е.И., Сердюк А.А., Гузенко В.С. Позняк Г.Г.
ДГМА, г.Краматорск, Украина, РУДН, г.Москва, Россия

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ТОРЦЕВОГО ФРЕЗЕРОВАНИЯ

Development of the methods of the undertaking the experimental study speakers millings happens to in article.

Обоснование необходимости исследования

Наиболее интенсивные колебания при работе фрезерных станков возникают при торцевом фрезеровании, что вызывает необходимость ограничения режимов резания, что приводит к потере производительности. Поэтому поиск эффективных и недорогих методов снижения уровня вибрации является актуальной задачей.

Опыт эксплуатации и экспериментальные исследования [1] показали, что при обработке деталей на фрезерных станках с участками значительной ширины при нормативных режимах резания могут возникать автоколебания. Характерными являются как низкочастотные автоколебания (30-50 Гц), так и автоколебания более высоких частот (порядка 100 Гц), сопровождающиеся интенсивными колебаниями в цепи привода главного движения.

Формы колебаний несущих систем в режиме автоколебаний близки к формам собственных колебаний, при этом уровень амплитуд в зоне резания достигает значений $2A=80-100$ мкм [1].

Другие источники, например [2, 3, 4], указывают, что максимальные колебания рабочих органов фрезерных станков происходят на первой резонансной частоте, которая определяется подсистемой стола. Попытки обеспечить снижение амплитуды автоколебаний путем увеличения жесткости или массы стола не достигли успеха. Так, исследователи [2] пришли к выводу, что в пределах заданной компоновки и при ограничениях жесткости и массы узлов станка требуемое снижение уровня колебаний рабочих органов не может быть достигнуто.

Целью работы является исследования различных технологических параметров на динамику процесса фрезирования.

Условия проведения экспериментов

Исследование влияния различных технологических факторов на условия возникновения вибраций при торцевом фрезеровании:

- 1) предварительные эксперименты по определению технологических условий фрезерования, близких к критическим;
- 2) оптимизация технологических условий и оценка уровней и частотных диапазонов вибраций;
- 3) установление причинных связей между параметрами уровней и частот вибраций и технологическими факторами, а также определение условий получения низкого уровня вибраций.

Для проведения экспериментов принимаются следующие условия:

- 1) В исследуемом процессе фрезерования использована торцевая фреза диаметром 125 мм.
- 2) Режущие пластины пятигранной формы из твердого сплава T15K6.
- 3) В качестве основного обрабатываемого материала принята наиболее употребляемая в машиностроении сталь 45.
- 4) Ширина обрабатываемой заготовки 80 мм.

Управление приводами фрезерного станка осуществлялось при помощи ПК. Величина подачи задавалась в программе управления фрезерным станком через код подачи.

Специальные измерительные средства

Теоретические и экспериментальные исследования [1,2] определили полосу пропускания измерительной системы – 5..200 Гц и необходимую точность измерения амплитуды вибрации – 10 мкм. Анализ существующих измерительных систем показал, что наиболее рациональным является применение пьезоэлектрических и оптических каналов измерения вибраций.

Но пьезоэлектрические датчики на частоту 5..200 Гц в настоящее время не производятся промышленностью и поэтому не могут быть применены в эксперименте. Альтернативным решением является использование световолоконного датчика микроперемещений, структура которого представлена на рисунке 1.

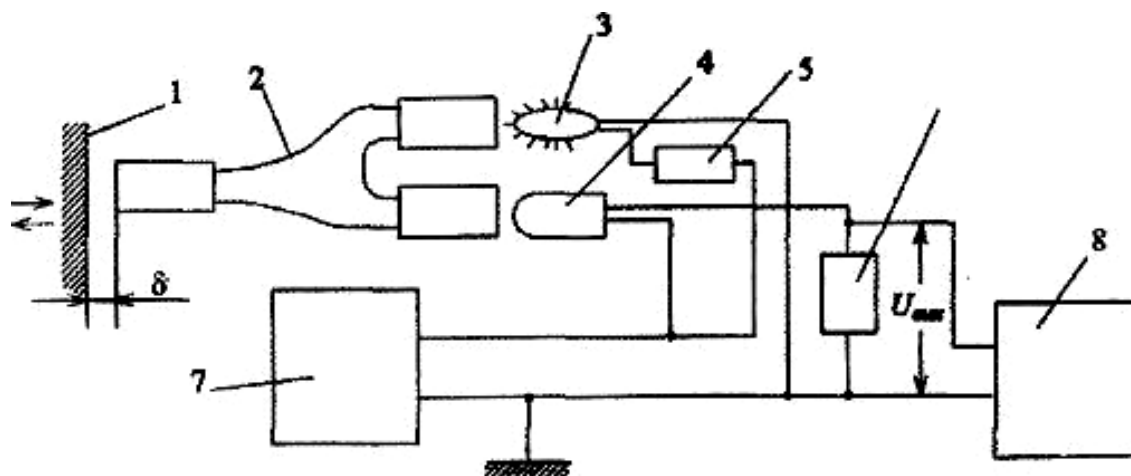


Рисунок 1 – Структурная схема световолоконного датчика микроперемещений

Благодаря хорошим метрологическим характеристикам, (чувствительность $S=17\text{мВ/мкм}$), широкой полосе пропускания (0..5000 Гц) световолоконный датчик микроперемещений был выбран первичным преобразователем.

Для измерения вибраций обрабатываемой детали световолоконный датчик микроперемещений был размещен непосредственно на столе при помощи многомассовой упругой системы. Схема закрепления датчика показана на рисунке 2. Благодаря применению штатива была обеспечена возможность поворота и точной юстировки датчика.



Рисунок 2 – Схема закрепления световолоконного датчика микроперемещений

Организация измерительного канала

Для регистрации измеряемой световолоконным датчиком микроперемещений информации был использован АЦП E-440, параметры которого приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Параметры АЦП E-440

Количество каналов	16 дифференциальных или 32 с общей "землей"
Разрядность АЦП	14 бит
Входное сопротивление	не менее 1 МОм
Диапазон входного сигнала	10 В; 2,5 В; 0,625 В; 0,15625 В

На рисунке 3 показан внешний вид и подключение АЦП E-440.

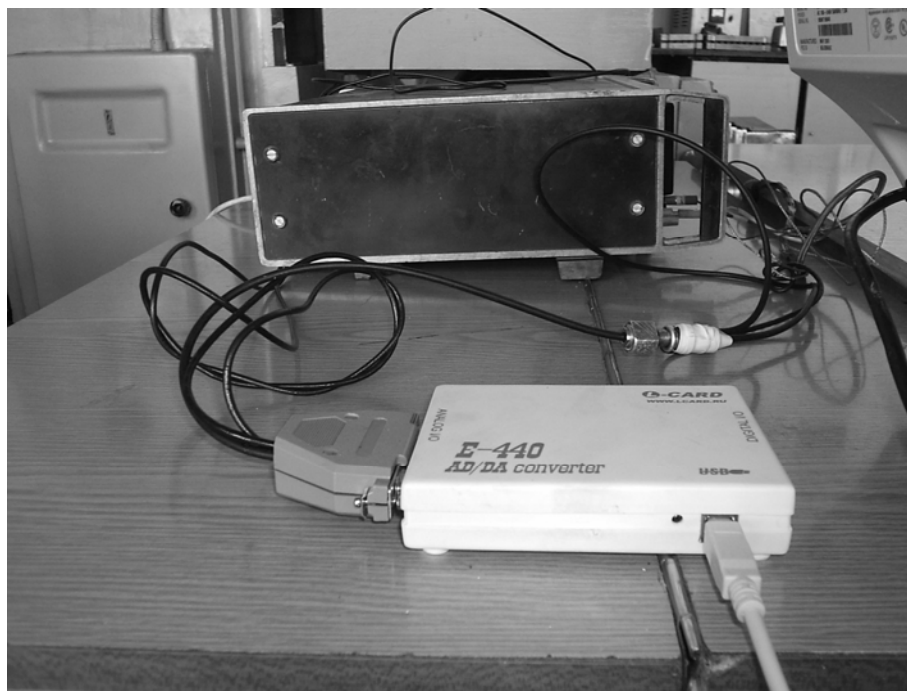


Рисунок 3 – Внешний вид и подключение АЦП E-440

Программное обеспечение

АЦП E-440 работал под управлением freeware программным обеспечением Lgraph фирмы L-Card [5]. Программа позволяет настроить каждый из каналов АЦП на свой диапазон измеряемых напряжений, дифференциальный или одноканальный режим измерения. Кроме того, в программе задается частота следования замеров и количество отсчетов для записи. Результат измерения записывается в файл, который в дальнейшем обрабатывается при помощи программы Matlab. В Lgraph также встроена

возможность просмотра результата измерений в осциллографическом режиме или непосредственно из файла.

Тарировка измерительного канала

Световолоконный датчик микроперемещений имеет незначительную зависимость от светоотражающей поверхности, ввиду чего измерительный канал тарировался непосредственно на обрабатываемой детали. Для этого между датчиком и поверхностью детали помещались измерительные щупы и при помощи микрометрического винта штатива настраивался зазор.

В осциллографическом режиме программы Lgraph были выполнены измерения выходного кода АЦП при различных зазорах. На рисунке 4 приведена тарировочная характеристика измерительного канала.

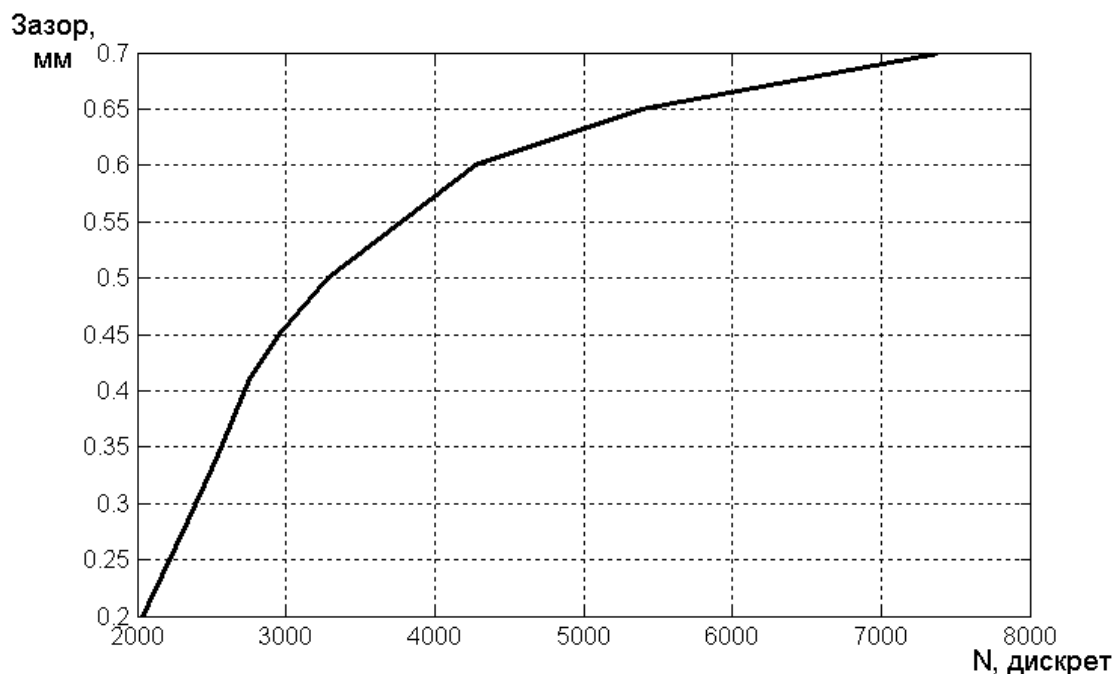


Рисунок 4 – Тарировочная характеристика измерительного канала

Обработка результатов измерения

Для обработки результатов измерения использовался программный пакет MathLab. Программа обработки, представляющая собой m – файл включает следующие этапы:

1. Загрузка двоичных данных из файла эксперимента в массив Y.
2. Линеаризация измеренных данных по тарировочной характеристике.
3. Вывод временной диаграммы.
4. Быстрое преобразование Фурье (ФТР).
5. Вывод частотной диаграммы.

На рисунке 5 приведены примеры частотной и временной диаграмм, полученных в ходе экспериментальных исследований.

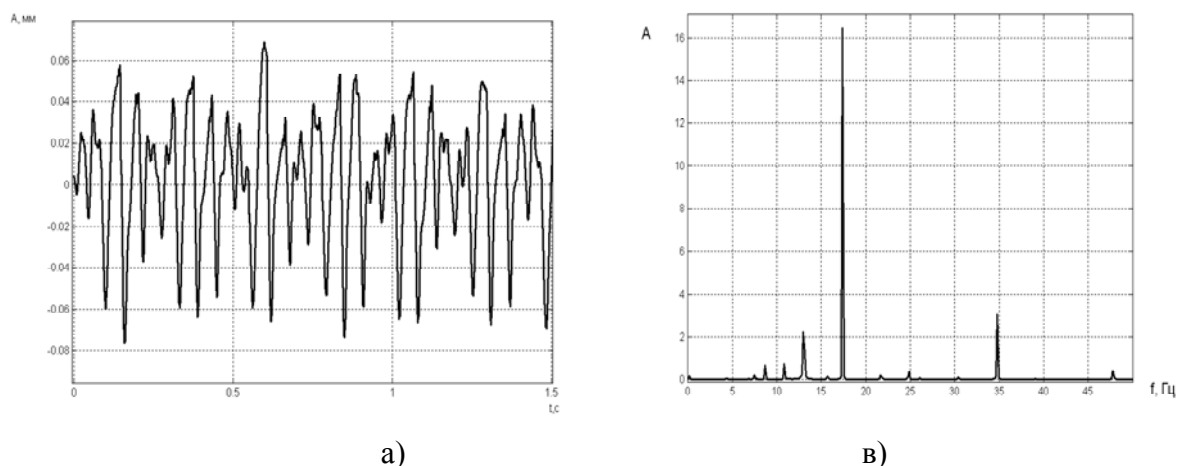


Рисунок 5 – Временная (а) и частотная (в) диаграмма при количестве зубьев фрезы $Z=4$, измерении по координате X, скорости 70мм/мин, частоте вращения фрезы $n=250$ об/мин и глубине фрезерования $t=5.8$

На рисунках 6, 7, 8 и 9 представлены зависимость частотных диаграмм от соответственно величины подачи, глубины фрезерования, частоты вращения и количества зубьев фрезы.

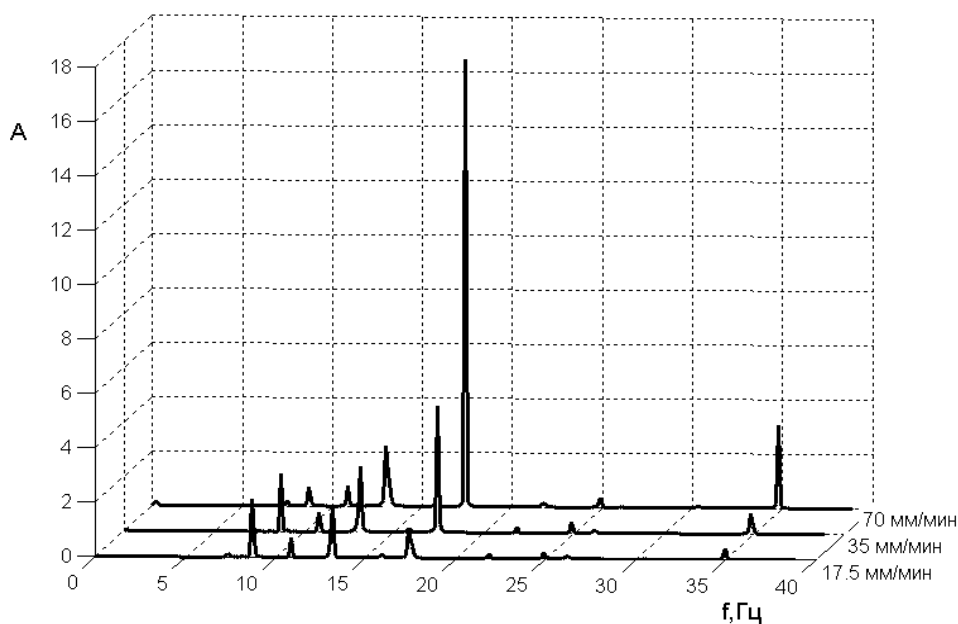


Рисунок 6 – Зависимость частотных диаграмм от подачи
Число зубьев фрезы $Z=4$, измерения по координате X, 17,5; 35; 70мм/мин, частоте вращения фрезы $n=250$ об/мин и глубине фрезерования $t=5,8$.

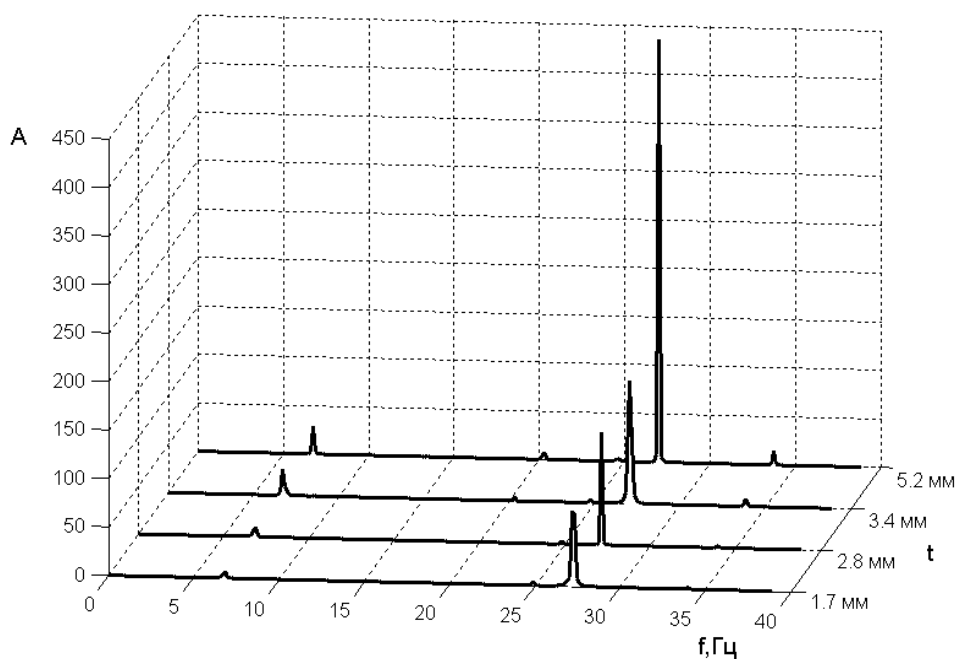


Рисунок 7 – Зависимость частотных диаграмм от глубины фрезерования. $Z=4$, измерения по координате Y, $S_{мин} = 200$ мм/мин, $n=400$ об/мин, глубинах фрезерования $t=1,7; 2,8; 3,4; 5,2$ мм.

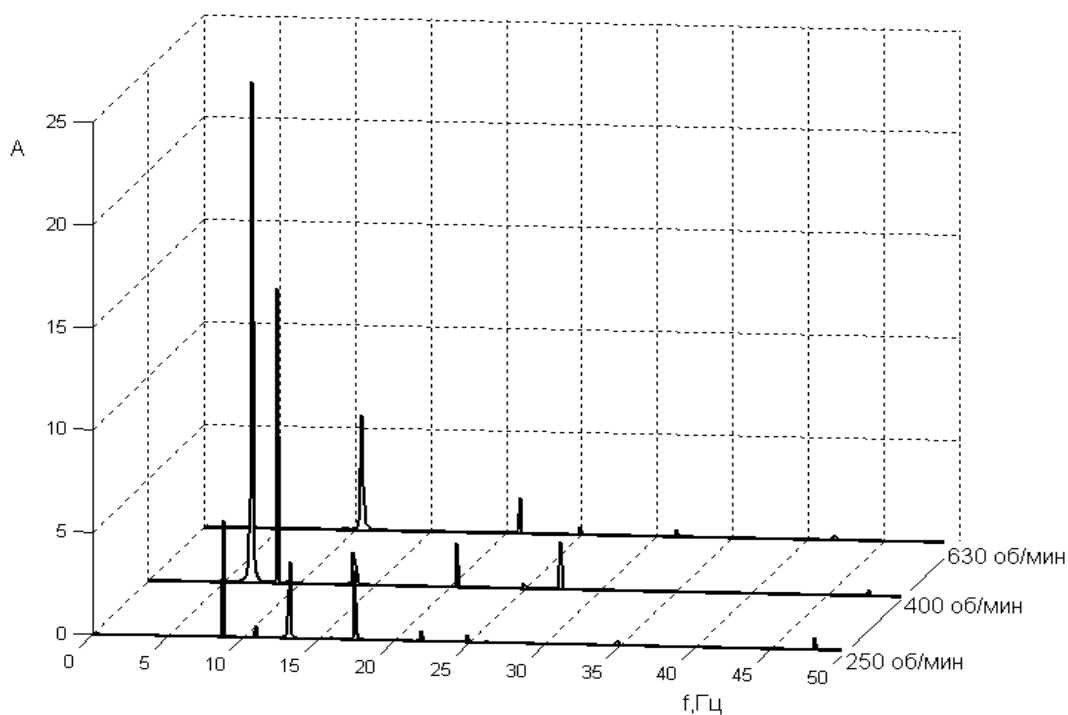


Рисунок 8 – Зависимость частотных диаграмм от частоты вращения фрезы. $Z=3$, измерения по координате X, $S_{мин} = 50$ мм/мин, $n = 250$ об/мин; 400 об/мин; 630 об/мин и глубине фрезерования $t = 5,8$ мм.

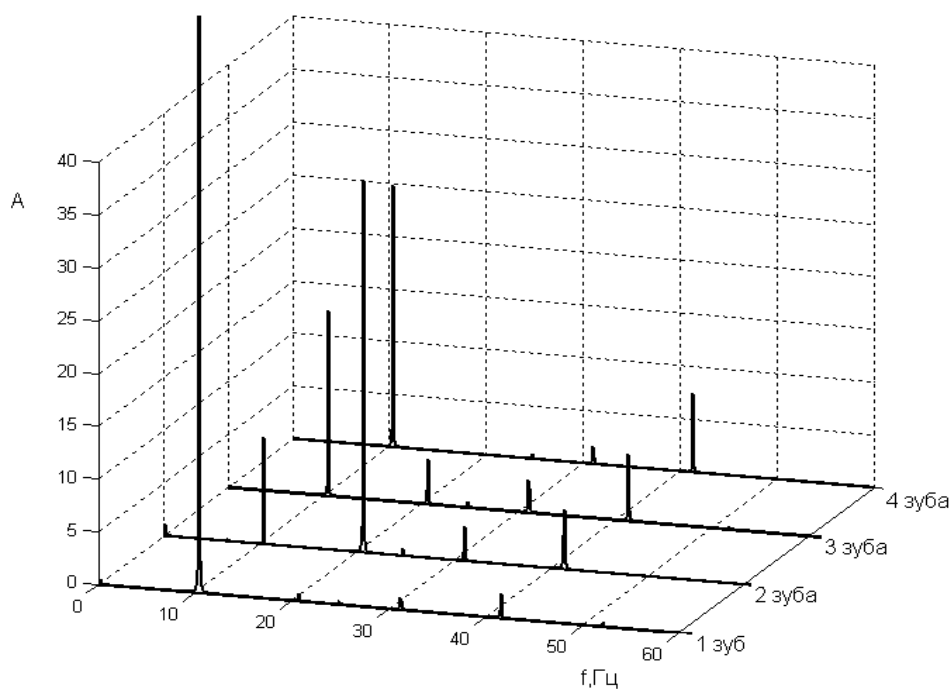


Рисунок 9 – Зависимость частотных диаграмм от частоты вращения фрезы. $Z = 1, 2, 3$ и 4 зуба, измерения по координате X, $S_{мин} = 150$ мм/мин, $n = 630$ об/мин, $t=4.4$ мм для однозубой фрезы и 5,8мм для двух-, трех- и четырехзубой фрезы.

Выводы

1. Частотные диаграммы, полученные в результате эксперимента, показывают, что связь частоты гармоник с величиной подачи и глубиной фрезерования практически отсутствует. Наблюдается лишь пропорциональный рост амплитуд гармоник, связанный с увеличением сил резания.

2. Изменение количества зубьев оказывает значительное влияние на характер распределения амплитуд гармоник, что является важным критерием при оценке состояния зубьев фрезы в процессе резания.

Литература

- 1 Музафаров Т.И. Разработка методов расчета и сравнительный анализ динамических характеристик агрегатно-фрезерных станков. Диссертация на соискание ученой степени к. т. н. - М. : ЭНИМС, 1989.
- 2 Козловский Н.А., Зайкин М.П. Жесткость и виброустойчивость тяжелых фрезерных станков / Под ред. П.И.Ящерицына. – Мн.: Наука и техника, 1986. –135с.
- 3 Коваль М.И., Коробко А.В., Крончев Г.И. Адаптивная система управления с ограничением автоколебаний станка. – Станки и инструмент, 1980.№2, с14-18.
- 4 Коробко А.В., Коваль М.И., Кальсин В.Н. Двухпараметрическая адаптивная система управления процессом фрезерования. – Станки и инструмент, 1981, №2, с.17-19
- 5 www.lcard.ru

УДК 621.9: 658.5

Івченко Т.Г.

ДонНТУ, м. Донецьк, Україна

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ КЕРУВАННЯ ТЕМПЕРАТУРОЮ РІЗАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ОХОЛОДЖУЮЧИХ СЕРЕДОВИЩ

The theoretical and experimental investigation of cutting tools temperature used for increasing of reliability. The improvement of cutting tools effective exploitation is made by application of cutting compounds.

Температура різання має істотний вплив на працездатність ріжучого інструменту. Одним із найбільш ефективних сучасних шляхів зниження температури і підвищення стійкості інструмента та якості обробленої поверхні є застосування мастильно-охолоджуючих технологічних середовищ. У зв'язку з цим досить актуальна розробка методів керування тепловими явищами в зоні обробки з їх використанням.

В наступний час замість досить трудомістких експериментальних методів дослідження теплових процесів в технологічних системах зростає роль теоретичних методів, які дозволяють розраховувати як рівень температур різання [1, 2], так і вплив на неї охолоджуючих технологічних середовищ [3, 4]. Однак, в існуючих дослідженнях теплового стану ріжучого інструменту відсутні кількісні дані про вплив умов конвективного теплообміну при різних способах подачі охолоджуючого середовища на температуру різання, що обмежує можливість раціонального застосування та визначення ефективності цих засобів.

Основна мета роботи полягає в комплексному дослідженні взаємозв'язків температури різання з коефіцієнтами тепловіддачі та параметрами подачі технологічних охолоджуючих середовищ, а також в обґрунтуванні можливостей направлено змінювання температури в заданому діапазоні.

В роботі розглядаються наступні найбільш розповсюджені способи подачі охолоджуючих середовищ в зону різання лезовими інструментами:

- вільно падаючим струменем рідини, при якому струмінь направляєється як на стружку, так і на інструмент з боку передньої поверхні;

-струйно-напірний, який полягає в подачі рідини тонким струменем з тиском до 2 МПа в зону контакту інструмента з оброблюваною деталлю з боку задньої поверхні;

- розпилення рідини стисненим повітрям при тиску 0,2 МПа зі швидкістю до 300 м/с як з боку задньої, так і з боку передньої поверхні.

Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі при змушеній конвекції середовища, що виникає у випадку примусового руху охолоджуючого середовища у зоні різання, виконується на підставі відомих критеріальних рівнянь [1]. Для охолодження інструмента переважно використовуються охолоджуючі середовища на основі водних розчинів (3% - 5% емульсол), що мають теплофізичні властивості, близькі до властивостей води.

Під час подачі водних розчинів вільним поливом критеріальне рівняння та визначений на його підставі коефіцієнт тепловіддачі наступні:

$$Nu_o = 0,28 Re_o^{0,6} Pr_o^{0,36} (Pr_o/Pr_s)^{0,25}; \alpha_{полив} = 1,9 \cdot 10^3 w^{0,6} / l^{0,4}, \quad (1)$$

де $Nu_o = \alpha l / \lambda$ - критерій Нуссельта; $Re_o = wl / \nu$ - критерій Рейнольдса; $Pr = \nu / \omega$ - критерій Прандтля; α - коефіцієнт тепловіддачі; w - швидкість потоку; ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості середовища; ω - коефіцієнт температуропроводності; λ - коефіцієнт теплопровідності; l - характерний розмір, який за умов поперечного обтікання тіла рідиною визначається як еквівалентний діаметр з обліком розмірів інструменту B і H : $l = BH / (B + H)$.

Під час струйно-напірної подачі водних розчинів критеріальне рівняння та визначений на його підставі коефіцієнт тепловіддачі наступні:

$$Nu_o = 0,021 Re_o^{0,8} Pr_o^{0,43} (Pr_o/Pr_s)^{0,25}; \alpha_{напір} = 2,6 \cdot 10^3 w^{0,8} / l^{0,2}, \quad (2)$$

де l - характерний розмір, який за умови подовжнього обтікання тіла рідиною приймається як розмір по напрямку її плину $l = H$.

З обліком того, що швидкість потоку рідини $w = 4 \cdot 10^3 R / 60 \pi d^2$ визначається її витратанням R (л/хв) і діаметром насадка d , із якого вона витікає, коефіцієнт тепловіддачі може бути визначений:

$$\alpha_{полив} = 1,2 \cdot 10^4 R^{0,6} / l^{0,4} d^{1,2}; \quad \alpha_{напір} = 3 \cdot 10^4 R^{0,8} / l^{0,2} d^{1,6}. \quad (3)$$

У зв'язку з тим, що при різанні на поверхнях леза інструмента в процесі механообробки виникають значно більш високі температури, чим 100°C , необхідно враховувати особливості теплообміну при зміні агрегатного стану рідини – кипінні [1]:

$$\begin{aligned} \alpha_k &\approx 170(\Theta_s - 100)^{1,86} \text{ при } \Theta_s < 120^\circ\text{C}; \\ \alpha_k &= 3,33 \cdot 10^6 (\Theta_s - 100)^{-1,43} \text{ при } \Theta_s \geq 120^\circ\text{C}. \end{aligned} \quad (4)$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі α_{np} , що враховує спільний вплив кипіння і конвективного теплообміну під час подачі охолоджуючого середовища вільно падаючим струменем, визначається таким чином [1]:

$$\begin{aligned} \alpha_{npI} &\approx \alpha_k \text{ при } \alpha_k / \alpha_{полив} \geq 2; \\ \alpha_{npII} &= \alpha_{полив} [(4\alpha_{полив} + \alpha_k) / (5\alpha_{полив} - \alpha_k)] \text{ при } 0,5 \leq \alpha_k / \alpha_{полив} \leq 2; \quad (5) \\ \alpha_{npIII} &\approx \alpha_{полив} \text{ при } \alpha_k / \alpha_{полив} \leq 0,5. \end{aligned}$$

Графіки залежностей відношення $\alpha_k / \alpha_{полив}$ від швидкості потоку рідини w и температури поверхні Θ у вигляді ліній рівня, на яких вказані чисельні значення цього відношення, представлені на рис. 1.

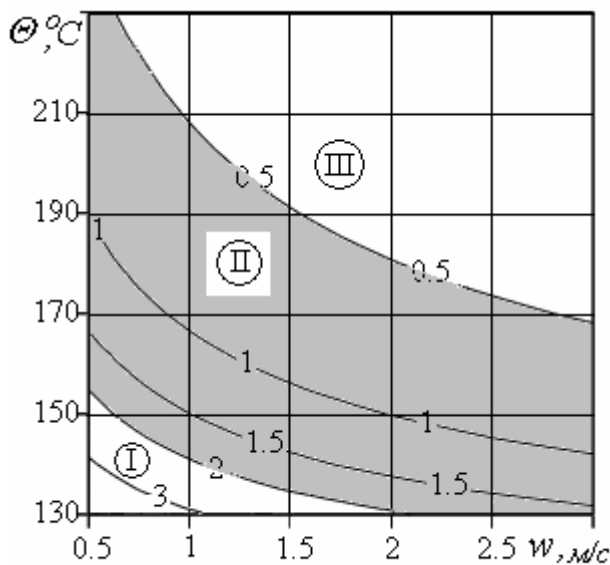


Рисунок 1 – Графіки залежності відношення $\alpha_k / \alpha_{полив}$ від швидкості потоку рідини w і температури поверхні Θ

Аналіз цих залежностей дозволяє встановити області швидкості потоку рідини w и температури поверхні Θ , для яких відповідно формулі (5) розраховується приведений коефіцієнт тепловіддачі α_{npI} .

Відповідно з установленними умовами на рис.2 побудовані графіки залежності приведенного коефіцієнта тепловіддачі α_{np} від температури поверхні Θ та швидкості потоку рідини w .

В зоні I низьких швидкостей та температур (нижче лінії $\alpha_k / \alpha_{полив} = 2$) приведений коефіцієнт α_{npI}

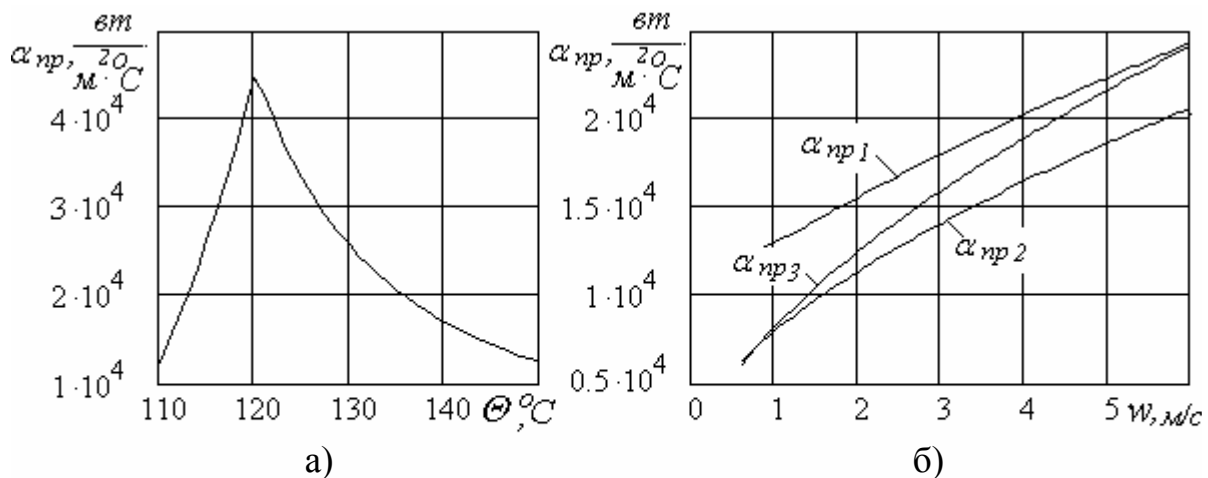


Рисунок 2 – Графіки залежності приведенного коефіцієнта тепловіддачі α_{np} від температури поверхні Θ (при $\Theta \leq 150^\circ\text{C}$) - а) та швидкості потоку рідини - б): α_{np1} відповідає $\Theta = 170^\circ\text{C}$; α_{np2} - $\Theta = 220^\circ\text{C}$; α_{np3} - $\Theta > 235^\circ\text{C}$.

визначається лише умовами кипіння.

Графік залежності приведенного коефіцієнта тепловіддачі α_{np} від температури поверхні Θ в цій зоні (рис.2а) свідчить про те, що в області температури 120°C має місце значне підвищення коефіцієнту тепловіддачі, його максимальне значення дорівнює $\alpha_{np\ max} = 4,65 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

В зоні II коефіцієнт α_{npII} має місце сумісний вплив умов кипіння та конвективного теплообміну на коефіцієнт тепловіддачі α_{npII} , залежність якого від швидкості потоку рідини представлена на рис.2б.

В зоні III високих швидкостей та температур (вище лінії $\alpha_k / \alpha_{полив} = 0,5$) приведений коефіцієнт α_{npIII} не залежить від умов кипіння, а визначається лише умовами конвективного теплообміну. Тому при струйно-напірній подачі коефіцієнт тепловіддачі практично не залежить від температури і на нього не впливає зміна агрегатного стану охолоджуючого середовища – кипіння.

Для обґрунтування можливостей направлено змінювання температури і його практичного застосування на підставі розрахованих з використанням метода кінцевих різностей коефіцієнтів зниження температури різання [4], позначених на рис.3 $K_{\Theta P}$, виконана математична обробка результатів розрахунку та визначений характер и ступень впливу коефіцієнта тепловіддачі на зниження температури різання $K_{\Theta T}$ при поливі вільно падаючим струменем та при струйно-напірній подачі:

$$K_{\Theta T\ полив} = 1 - 7,5 \cdot 10^{-6} \alpha_{полив}; \quad K_{\Theta T\ напір} = 5,3 \cdot \alpha_{напір}^{-0,18}. \quad (6)$$

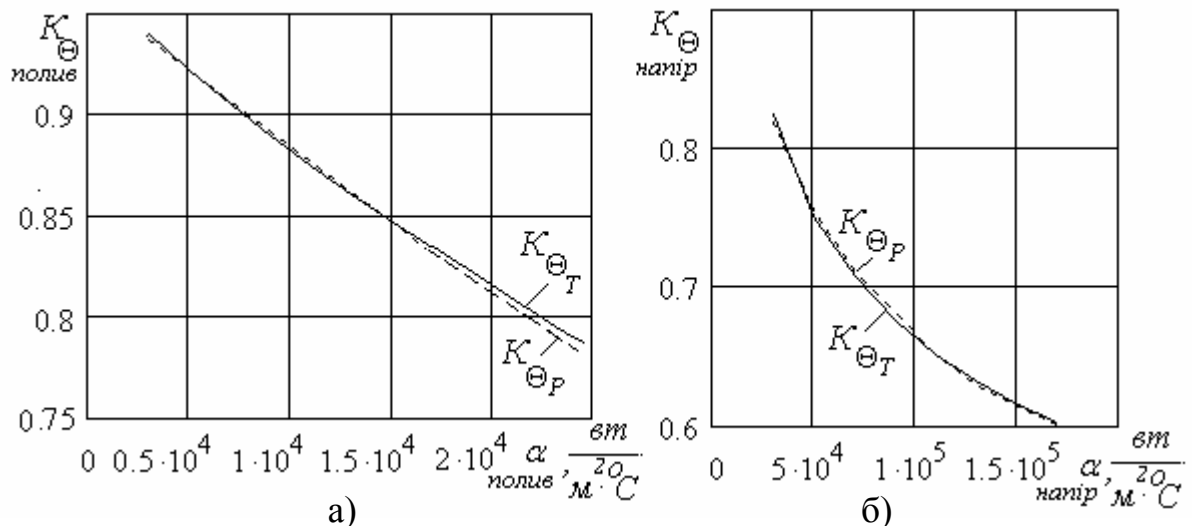


Рисунок 3 – Графіки залежності коефіцієнта зниження температури різання від коефіцієнта тепловіддачі α , Вт/м^2 :

- а) полив вільно падаючим струменем охолоджуючого середовища;
- б) струйно-напірна подача охолоджуючого середовища.

З обліком (6) розраховані коефіцієнти зниження температури різання K_θ , які можуть бути застосовані для прогнозування рівня температури різання в залежності від умов подачі охолоджуючого середовища в зону обробки:

$$K_{\theta_{\text{полив}}} = 1 - 0,09 \cdot R^{0,6} / l^{0,4} d^{1,2}; \quad K_{\theta_{\text{напір}}} = 1,6 \cdot 10^5 \cdot l^{0,07} \cdot d^{0,29} / R^{0,14}. \quad (7)$$

На рис. 4 наведені графіки залежності коефіцієнта зниження температури різання K_θ (у вигляді ліній рівня, на яких цифрами вказані його значення) під впливом охолоджуючого середовища від витрачання рідини R і діаметра насадка d для $B \times H = 20 \times 25 \text{ мм}^2$ при поливі вільно падаючим струменем та при струйно-напірній подачі. На підставі цих залежностей та графіків для заданого рівня коефіцієнта K_θ визначаються умови подачі охолоджуючого середовища, які забезпечують потрібну температуру при різанні.

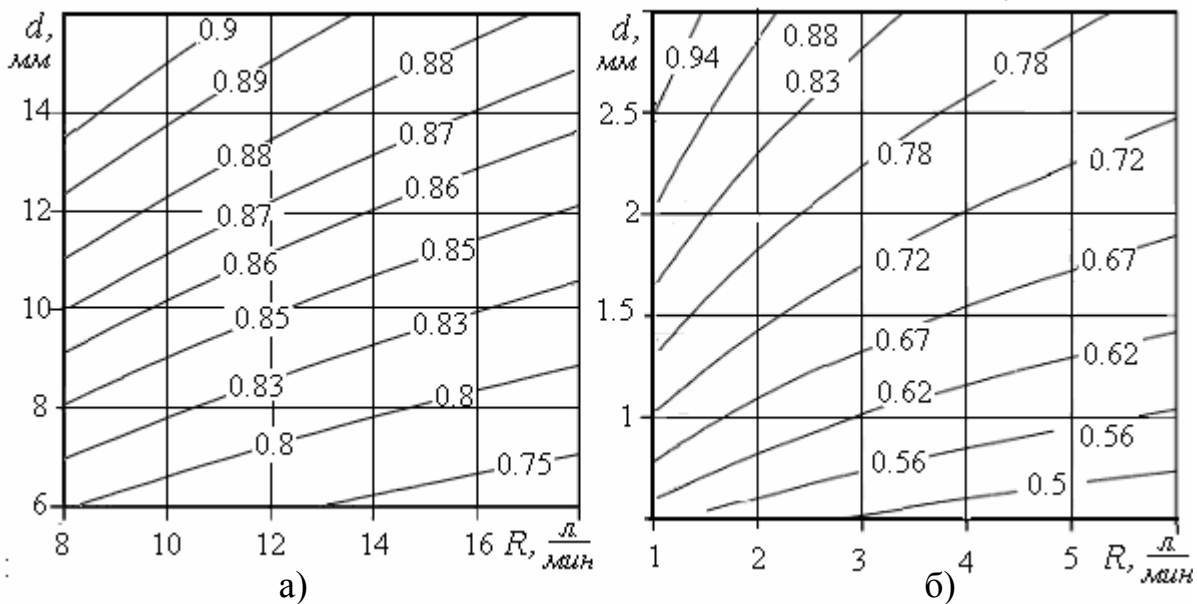


Рисунок 4 – Графіки залежності коефіцієнта зниження температури різання від витрачання рідини R і діаметра насадка d :

- а) полив вільно падаючим струменем охолоджуючого середовища;
- б) струйно-напірна подача охолоджуючого середовища

Аналіз графіків свідчить про те, що коефіцієнт зниження температури різання при струйно-напірній подачі охолоджуючого середовища внаслідок значно більших значень коефіцієнта тепловіддачі вище, ніж при поливі вільно падаючим струменем охолоджуючого середовища.

Найбільш ефективним з погляду використання охолоджуючих технологічних середовищ для твердосплавного інструменту, який особливо чуткий до теплових ударів, є розпилення рідини.

При подачі охолоджуючої рідини у зону різання в розпиленому стані має місце складний теплообмін поверхні леза інструмента з двофазним повітряно-рідинним середовищем. Приведений коефіцієнт тепловіддачі, який враховує усі процеси теплообміну, дорівнює [1]:

$$\alpha_{np} = 1,2K^{2/3}m^2(\alpha_{розп} - \alpha_{нов}) + \alpha_{нов}, \quad (8)$$

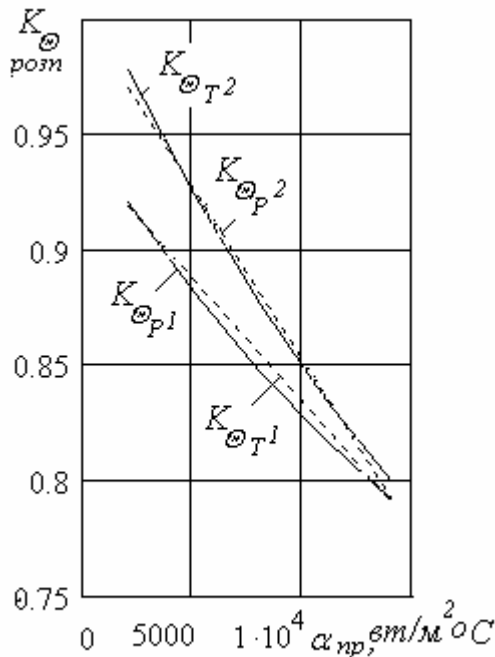


Рисунок – 5. Графіки залежності коефіцієнта зниження температури різання $K_{\Theta розп}$ від коефіцієнта тепловіддачі α_{np} при подачі розпиленої рідини з боку задньої ($K_{\Theta 1}$) та передньої ($K_{\Theta 2}$) поверхонь леза інструмента

де K – концентрація рідини в двофазному повітряно-рідинному середовищі; m – коефіцієнт, що характеризує деформацію краплі рідини при зіткненні з поверхнею ($m = 6$); $\alpha_{розп}$, $\alpha_{нов}$ – коефіцієнти тепловіддачі розпиленої рідини та інструменту в повітря.

Коефіцієнт тепловіддачі інструменту в повітря $\alpha_{нов}$ визначається, виходячи з критеріальних рівнянь для умов змушеної конвекції, відповідно для подачі розпиленої рідини з боку передньої і задньої поверхонь [3]:

$$\begin{aligned} \alpha_{нов\ nn} &= 5.0w^{0.6}/l_{nn}^{0.4}; \\ \alpha_{нов\ зн} &= 3.4w^{0.8}/l_{зн}^{0.2}. \end{aligned} \quad (9)$$

На підставі розрахованих з використанням метода кінцевих різностей коефіцієнтів зниження температури різання [3], позначених на рис.5 $K_{\Theta P}$, виконана математична

обробка результатів розрахунку та визначений характер и ступень впливу коефіцієнта тепловіддачі на зниження температури різання $K_{\Theta T}$ при подачі розпиленої рідини з боку задньої поверхні леза інструмента $K_{\Theta T 1}$, а також з боку передньої поверхні $K_{\Theta T 2}$:

$$K_{\Theta T розп1} = 0,94 - 1,07 \cdot 10^{-5} \alpha_{np}; \quad (12)$$

$$K_{\Theta T розп2} = 1,0 - 1,5 \cdot 10^{-5} \alpha_{np}. \quad (13)$$

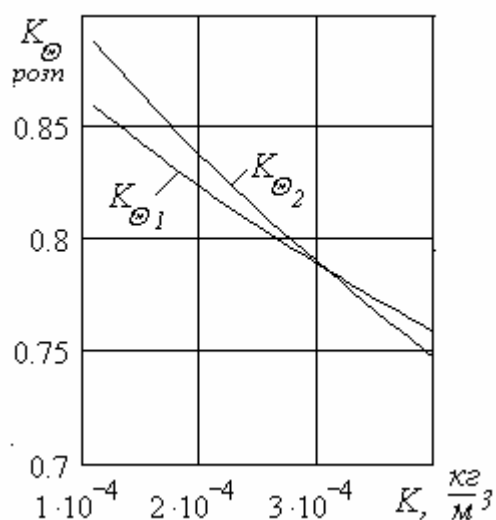


Рисунок 6 – Графіки залежності коефіцієнта зниження температури різання K_{erosn} від концентрації K при подачі розпиленої рідини з боку задньої ($K_{\Theta 1}$) та передньої ($K_{\Theta 2}$) поверхонь інструменту

Для прогнозування рівня температури різання в залежності від умов подачі розпиленої рідини в зону обробки на рис. 6 наведені залежності коефіцієнта зниження температури різання K_{erosn} від концентрації рідини K ($w = 200\text{м/с}$; $l = 20\text{мм}$; $\alpha_{\text{нов}} = 0.5 \cdot 10^3 \text{Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$; $\alpha_{\text{розп}} = 4 \cdot 10^4 \text{Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$)

Таким чином, виконані дослідження взаємозв'язків температури різання з коефіцієнтами тепловіддачі та умовами подачі технологічних середовищ, на підставі яких обґрунтовані можливості направлено змінювання температури в заданому діапазоні для різних способів подачі охолоджуючих середовищ: вільно падаючого струменя рідини, струйно-напірного, розпилення рідини.

Результати комплексних дослідження впливу способів подачі охолоджуючого середовища на тепловий стан леза ріжучого інструменту, встановлені кількісні зв'язки коефіцієнту тепловіддачі та температури різання, складають підставу для розробка методів керування тепловими явищами в зоні обробки в умовах конвективного теплообміну.

Література

- 1 Резников А.Н., Резников Л.А. Тепловые процессы в технологических системах. - М.: Машиностроение, 1990. - 288с.
- 2 Івченко Т.Г. Аналітичне визначення температури різання в залежності від умов експлуатації ріжучого інструменту // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Машинобудування і машинознавство. Випуск 92. - Донецьк, ДонНТУ, 2005.- С.37-42.
- 3 Івченко Т.Г. Підвищення ефективності функціонування збірного ріжучого інструменту з використанням технологічних охолоджуючих середовищ // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2005. Вып. 29. – С.87-94.
- 4 Івченко Т.Г., Нечепасєв В.Г., Гнисько, О.М. Вплив способу подачі охолоджуючого середовища на температуру різання // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. Вип.16 . – Краматорськ: ДДМА, 2005.- С.34-38.

УДК 621.9:658

Рогов В. А. , Копылов В. В., Соловьев В.В.
РУДН, г. Москва, Россия

ВЛИЯНИЕ МАТЕРИАЛА ОПОРЫ НА ЧАСТОТЫ КОЛЕБАНИЯ ОБРАЗЦОВ ИЗ СИНТЕГРАНА, ЧУГУНА И СТАЛИ

In this article effect of the support's material on the frequency value and the value of logarithmic decrement vibration for specimens made from centegran, cast iron and steel has been studied. The researchers studied the effect of supports made from wood, rubber, micro-porous rubber and foam rubber.

Для определения механических характеристик материала, используемого в конструкциях различных устройств и оборудования, из него изготавливаются образцы, предназначенные для испытаний. Форма и размеры образцов обычно выбираются исходя из требований, предусмотренных соответствующими методиками испытаний, если это в них оговорено. При исследовании упругих характеристик конструкционных материалов определяется модуль упругости при изгибе и логарифмический декремент колебаний, которые оказывают наибольшее влияние на амплитуду колебаний, возникающих при работе конструкции, и скорость их затухания.

Колебательное движение может быть периодическим, псевдопериодическим и случайным. В первом случае физические величины, характеризующее движение, являются периодическими функциями времени, и они могут быть представлены в виде суммы конечного числа гармоник, т.е. составляющих с конечными амплитудами и определенными фазами. Псевдопериодические колебания возникают при сложении составляющих с некратными частотами. Практически с определенной погрешностью при ограниченном числе периодов их сводят к периодическим колебаниям относительно низкой частоты. Случайные колебания характеризуются отсутствием закономерности в очередности следования больших и малых отклонений перемещения от среднего положения и в длительности отдельных отклонений. В виде суммы гармонических составляющих их можно представить лишь в случае, когда число составляющих бесконечно велико, а амплитуды их соответственно бесконечно малы, причем фазы отдельных гармоник являются случайными. При этом оцениваются не сами амплитуды гармонических составляющих, а сравнительные значения квадратов их амплитуд, т.е. спектральная плотность мощности. Вибрацией обычно называют колебательное движение материальных тел во всех случаях, когда эти колебания способны создавать какой-либо осязаемый эффект.

В практике виброиспытаний различают следующие режимы: гармоническое нагружение, гармоническое нагружение с изменением частоты по заданному закону (качание), гармоническое нагружение со случайным изменением частоты и уровня (узкополосная вибрация), негармоническое нагружение в широком диапазоне частот со случайным изменением частоты и уровня (широкополосная вибрация), ступенчатое приложение нагрузки и импульсное (ударное) нагружение объекта испытаний. Для определения логарифмического декремента колебаний необходимо получить осциллограмму затухающих колебаний образца при ступенчатом или импульсном нагружении и измерить изменение амплитуды для двух или более периодов. Эти измерения должны производиться на основной форме колебаний, т. е. при самой низкой частоте возбуждаемых колебаний. Возбуждаемая форма колебаний зависит от нескольких факторов, таких как вид и длительность импульса возбуждения, размеры и геометрия образца и условия его закрепления.

При испытании ударом в изделии наблюдаются сложные затухающие колебания. Характерной особенностью ударного возбуждения системы является то, что вынуждающая сила не является установившейся и вынужденный режим спустя некоторое время, равное длительности ударного воздействия, прекращается.

Различие между режимами свободных колебаний, вынужденных периодических колебаний и режимом ударного возбуждения определяется условиями возбуждения. Для режима свободных колебаний характерно отсутствие вынуждающего возбуждения.

Следует заметить, что выделить в зоне текущих значений переходный процесс можно не всегда, а только для участка, где функция вынуждающего воздействия не имеет разрывов производных. Таким образом, принципиальной особенностью ударного движения системы является наличие двух зон, характер движения в которых качественно различен.

При определении логарифмического декремента колебаний и динамического модуля упругости были получены собственные частоты для различных случаев закрепления образцов из синтегранна. Производилось возбуждение колебаний посредством удара при расположении образца на опорах и при его свободном подвешивании. Для того, чтобы разобраться в большом различии в полученных величинах частот (около 80 Гц для образца на опорах и 4 Гц при подвесе), была проведена дополнительная серия экспериментов с целью определения влияния материала опоры на частоту собственных колебаний.

В этой серии экспериментов проводились исследования образцов, изготовленных из трех различных материалов: стали, чугуна и синтегранна. Все образцы имели форму бруса (рис. 1) и располагались всей нижней плоскостью на опорах различной жесткости. В качестве материала опор

использовались древесностружечная плита (ДСП), твердая листовая резина (толщиной 40 мм), микропористая резина (толщиной 30 мм) и поролон (толщиной 40 мм). Для регистрации колебаний посередине верхней плоскости образца наклеивался пьезоэлектрический датчик ускорений типа кд-35, сигнал от которого поступал через усилитель на плату аналого-цифрового преобразователя, установленную в персональном компьютере. Возбуждение колебаний в образце производилось путем удара резиновым молотком в вертикальном направлении посередине образца рядом с датчиком. По записанной осциллограмме определялась частота собственных затухающих колебаний и логарифмический декремент колебаний. Полученные данные приведены в таблице 1.

Таблица 1

Материал опоры	Материал образца					
	сталь		чугун		синтегран	
	Частота, Гц	λ	Частота, Гц	λ	Частота, Гц	λ
ДСП	62,5	0,21	85,7	0,4	83	0,28
Резина	38,5	0,5	46,7	0,47	44	0,57
Микроп. резина	21,7	0,34	30	0,37	33	0,41
Поролон	17,8	0,47	12,7	0,57	11	0,69

Из данных табл.1 видно (рис.1), что с уменьшением жесткости опоры для каждого образца, независимо от материала, из которого он изготовлен, частота колебаний монотонно уменьшается, по всей видимости, приближаясь к величине, полученной при свободном подвесе. Для синтеграны она составляет 3,8 Гц, что хорошо укладывается в полученный ряд частот колебаний.

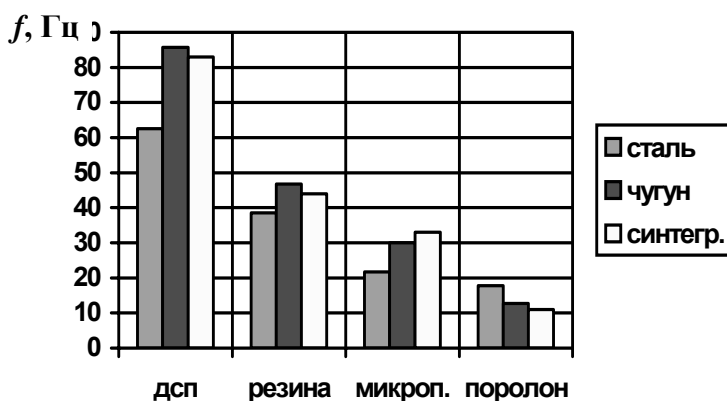


Рисунок 1 – Зависимость частоты колебаний образцов (Гц) от материала опоры

Рассчитанные логарифмические декременты колебаний показаны на рис. 2, из которого видно, что зависимость логарифмического декремента колебаний от материала опоры более сложная и немонотонная.

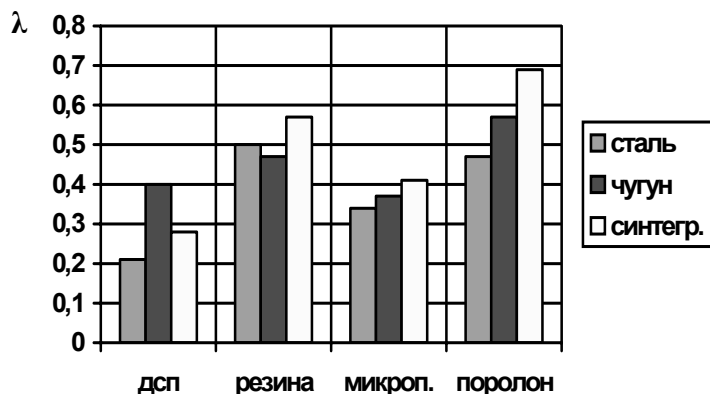


Рисунок 2 – Зависимость логарифмического декремента колебаний образцов (λ) от материала опоры

Однако в большинстве случаев по степени увеличения затухания образцы можно расположить следующим образом: сталь, чугун, синтегран, что согласуется с данными других источников. На рисунках 3 - 7 как примеры, приведены осциллограммы колебаний образцов на опорах из различных материалов.

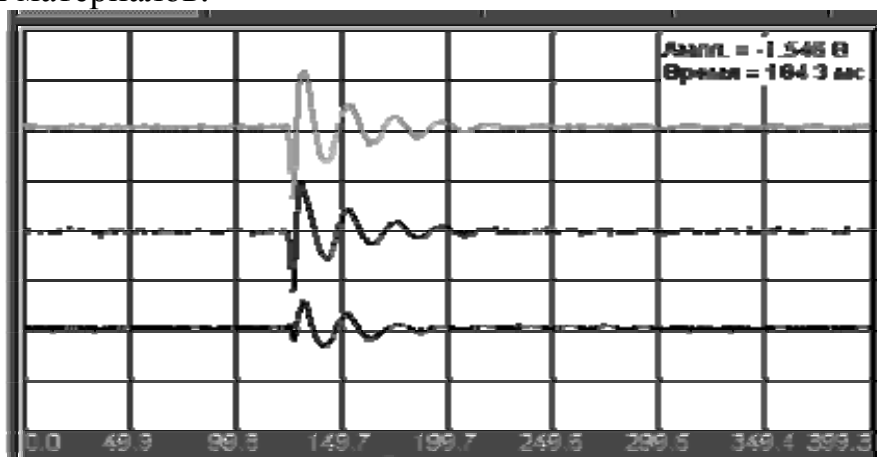


Рисунок 3 – Осциллограмма колебаний образца из синтеграна на резиновой опоре

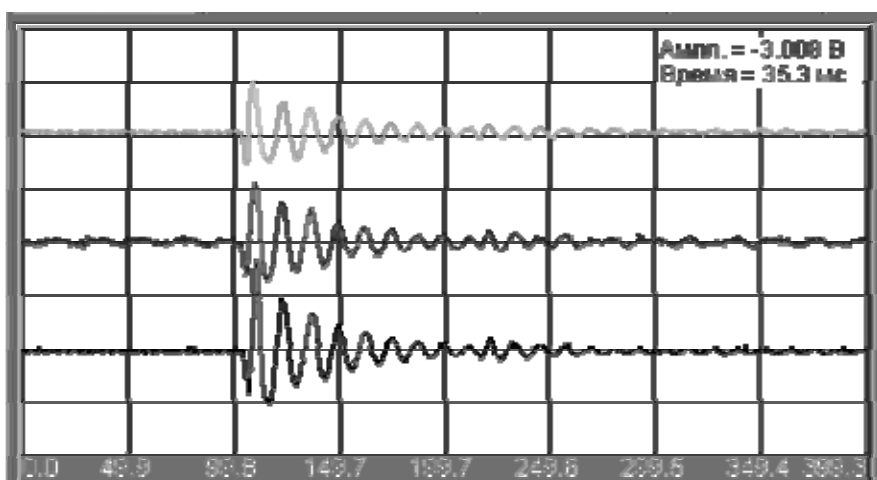


Рисунок 4 – Осциллограмма колебаний образца из синтеграна на опоре из ДСП

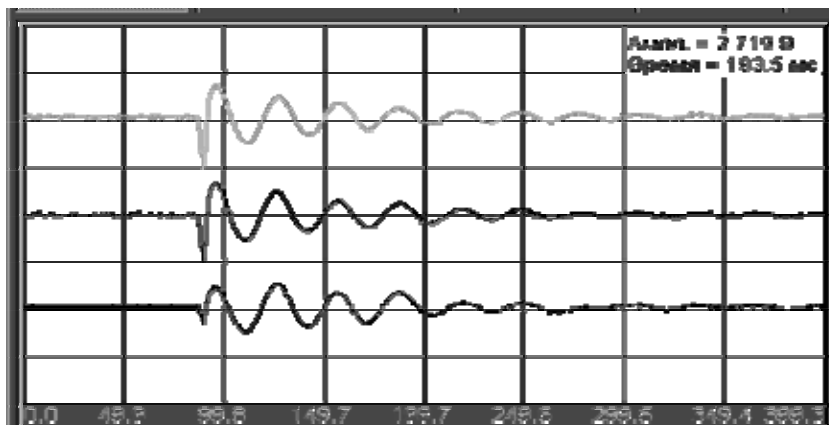


Рисунок 5 – Осциллограмма колебаний образца из синтегранна на опоре из микропористой резины

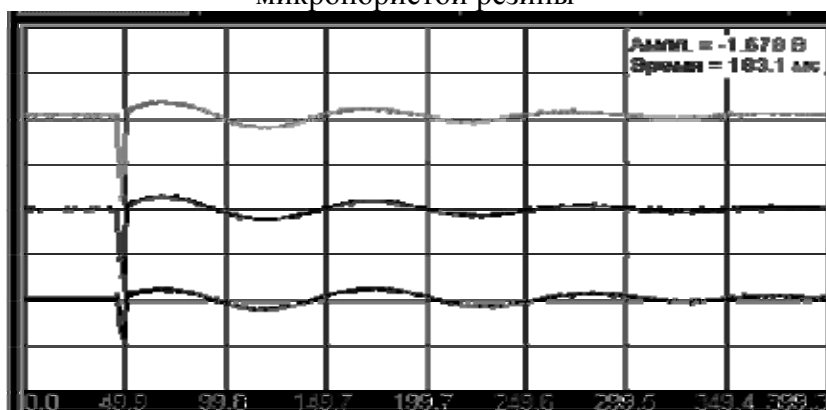


Рисунок 6 – Осциллограмма колебаний образца из синтегранна на опоре из поролона

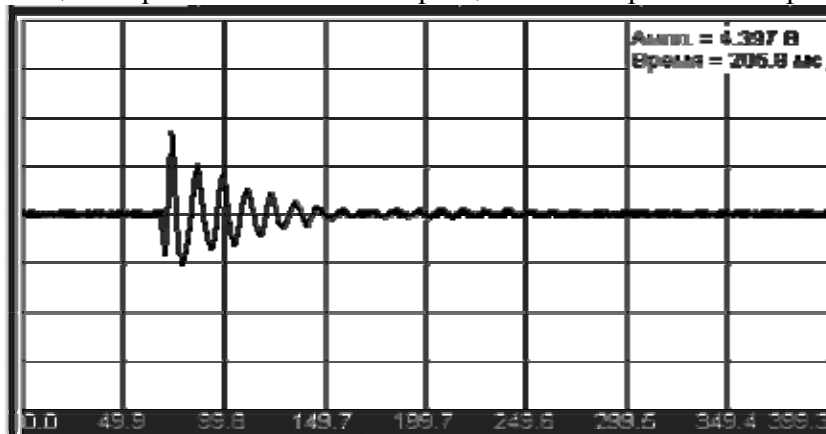


Рисунок 7 – Осциллограмма колебаний образца из чугуна на опоре из ДСП

Литература

- 1 Барт В.Е. Санина Г. С., Шевчук С. А. Опыт применения синтегранна в машиностроении. Станки и инструмент. 1993, № 1 –С. 15 -17.
- 2 Рогов В. А., Оссам М.Е. Ахмед, Определение частоты и логарифмического декремента колебаний образца из синтегранна. Межвузовский сборник научных трудов.2003, Выпуск 12 –С. 132 -136.
- 3 Тимошенко С. П., колебания в инженерном деле. Пер. С англ. Л.Г. Корнейчука; Под ред. Э.И. Григолюка., -М.: Машиностроение, 1985, -С. 104-118

Казакова Т.В., Васильева Л.В.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОЙ СТРАТЕГИИ УПРАВЛЕНИЯ НАДЕЖНОСТЬЮ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА С УЧЕТОМ УРОВНЯ ЕГО ПОВРЕЖДЕННОСТИ

The strategy of step loading for management of reliability of the cutting tool is offered. The strategy provides increase of productivity and takes into account a level of damage of the tool and size of put loading. The mathematical model of account of the residual period of stability is developed. It takes into account time of a preliminary operating time and change of loading. The average mistake of the forecast no more than 9 % is provided.

Введение

Эксплуатация современного автоматизированного оборудования предусматривает повышение эффективности его работы за счет сокращения простоев, связанных с отказом режущего инструмента. Минимальным временем регламентированной замены инструмента на таком оборудовании является установленный период стойкости инструмента, при котором вероятность безотказной работы $P(\tau)=1,0$. Однако, после такой замены большая часть инструмента еще пригодна для эксплуатации, а списание еще годного, но поврежденного инструмента, приводит к повышению его расхода, и, соответственно, стоимости механической обработки. Поэтому для повышения эффективности использования современного сложного сборного инструмента рекомендуется специальная стратегия управления его надежностью, в основе которой лежит переменное (нестационарное) нагружение.

Анализ исследований и публикаций по теме

Анализ публикаций по данной проблеме показал, что на работоспособность изделий существенно влияет характер нагружения, особенно в начальный период эксплуатации, так как скорость протекания различных стадий накопления повреждений определяется не только свойствами материала изделий, но и условиями нагружения. При правильной последовательности приложения нагрузок можно существенно увеличить время эксплуатации изделий /1,2,3/.

Основой современных метода расчета надежности при нестационарных режимах нагружения является уравнение суммирования повреждений

$$\sum_{i=1}^n \frac{\tau_i}{T_{Psi}} = a_n, \quad (1)$$

где τ_i - время работы при нагрузке s_i ,

T_{Psi} - время работы до разрушения при нагрузке s_i ,

n - число ступеней нагружения,

a_n - мера накопленных повреждений.

При линейном суммировании повреждений $a_n = 1$.

Явление тренировки и упрочнения режущего инструмента в процессе резания при постоянной нагрузке было исследовано в работах /2,4/. Установлено, что a_n при этом существенно больше единицы. Разработана нелинейная модель суммирования повреждений, которая рассматривает расходование инструментом некоего «ресурса».

В качестве меры такого «ресурса» принята вероятность безотказной работы $P(\tau)$, которая в начальный момент времени $\tau = 0$ равна $P(\tau) = 1$.

$$\begin{cases} \frac{dP(\tau)}{d\tau} = \frac{k(s)}{[P(\tau)]^{\alpha(s)}}, \\ P(\tau) = 0 = 1; \quad P(\tau = T_p) = 0 \end{cases}, \quad (2)$$

где $k(s)$ - коэффициент скорости падения надежности при нагрузке s ,

$\alpha(s)$ - показатель степени падения $P(\tau)$, описывающий влияние «поврежденности» изделия.

В работе /1/ приведены математические модели суммирования повреждений при различном количестве ступеней нагружения.

При наиболее распространенном двухступенчатом нагружении математическая модель суммирования повреждений имеет вид

$$(\tau_1 + \tau_2) = \left[\left(1 - \frac{\tau_1}{T_{P1}}\right)^{\frac{\alpha(s_2)+1}{\alpha(s_1)+1}} - \frac{\tau_{21}}{T_{P2}} \right]^{\frac{1}{\alpha(s_2)+1}}, \quad (3)$$

где τ_1, τ_2 - время работы при нагрузках s_1, s_2 ,

T_{P1}, T_{P2} - время работы до разрушения при нагрузках s_1, s_2 ,

$[\alpha(s_i)+1]$ - показатель степени падения надежности при нагрузке s_i .

Исходя из зависимости (3) можно рассчитать время работы на второй ступени нагружения

$$\tau_2 = T_{P2} \left[\left(1 - \frac{\tau_1}{T_{P1}}\right)^{\frac{\alpha(s_2)+1}{\alpha(s_1)+1}} \right]^{\frac{\alpha(s_2)+1}{\alpha(s_1)+1}}. \quad (4)$$

Точность расчета τ_2 зависит от точности определения $\alpha(s)$, которое можно получить только на основе экспериментальных исследований.

В работах /1,3/ показано, что чередование режимов нагружения влияет на производительность механической обработки, которая существенно

повышается при нагружении по схеме $s_1 > s_2$. Существенное повышение производительности наблюдается при незначительном различии s_1 и s_2 . Данная стратегия нагружения инструмента эффективна при черновой обработке, когда имеют место такие отказы инструмента, как сколы и поломки режущих пластин.

Однако в литературе отсутствуют данные, позволяющие определить оптимальное значение времени работы на первой ступени нагружения τ_1 и ошибку прогнозирования τ_2 при различном уровне надежности.

Целью настоящей работы является:

1 Получение обобщенной зависимости τ_2 от τ_1 , s_1 и s_2 , не требующей предварительного определения $\alpha(s)$, проверка адекватности такой зависимости, расчет ошибки прогноза τ_2 по данной зависимости.

2 Получение зависимости коэффициента вариации V_{τ_2} при ступенчатом нагружении от коэффициента вариации V_{T_s} при одноступенчатом нагружении для различного уровня надежности.

3 Выбор оптимальной стратегии управления нагружением инструмента, обеспечивающей повышение его надежности.

Методика работы

Для получения требуемых математических зависимостей были проведены экспериментальные исследования, предусматривающие получение значений периода стойкости T_{ps} при различных подачах s при одноступенчатом нагружении, а также получение значений τ_2 при различных значениях τ_1 , s_1 и s_2 . Эксперименты проводили при продольном тчении стали 45 резцами с сечением державки 25x25 мм, оснащенными неперетачиваемыми пластинами 03114-150608 из твердого сплава марки Т5К10. Для сокращения времени исследований эксперименты были выполнены на форсированных режимах при четырех значениях подач. В результате исследований получены значения периода стойкости до разрушения для подач s_1, s_2, s_3 и s_4 при одноступенчатом нагружении, а также значения τ_2 для различных значений τ_1 и четырех значений подачи при ступенчатом нагружении. Скорость резания составляла 18..24 м/мин, глубина резания -4,0 мм.

Для решения поставленных задач использован пакет программ "Statistica 5.0", позволяющий получить требуемые нелинейные модели, рассчитать множественный коэффициент корреляции, коэффициент детерминации, проверить адекватность математических моделей по критерию Фишера с заданным уровнем надежности и рассчитать доверительные границы прогнозируемого показателя.

Решение поставленных задач

Использование пакета программ “Statistica 5.0” позволило получить нелинейную регрессионную модель для расчета остаточного периода стойкости τ_2 при двухступенчатом нагружении

$$\tau_2 = 2,53\tau_1^{0,66} \left(\frac{s_2}{s_1}\right)^{-2,9}, \quad (5)$$

где τ_1 - время работы на первой ступени,

s_1 - нагрузка на первой ступени,

s_2 - нагрузка на второй ступени.

Статистическая проверка полученной модели показала, что множественный коэффициент корреляции $R=0,992$, что подтверждает тесную корреляционную связь. Модель адекватна по критерию Фишера с уровнем надежности $\gamma=0,98$ ($P_\gamma=98\%$). При использовании данной модели максимальное завышение прогноза составит 11,9 %, а максимальное занижение 15,6%. Средняя ошибка прогноза составит 9,2% (таблица 1).

Таблица 1 – Зависимость остаточного периода стойкости от нагрузки

Нагрузка на 1-й ступени s_1 , мм/об	Время работы на 1-й ступени τ_1 , мин	Нагрузка на 2-й ступени s_2 , мм/об	Остаточный период стойкости τ_2 , мин	Значения τ_2 , рассчитанные по модели	Относительная ошибка прогноза, %
1,83	12,5	2,24	6,95	7,35	5,7
1,83	11,0	2,65	4,97	4,19	15,6
1,83	9,0	3,05	2,18	2,44	11,9
2,24	7,0	1,83	17,3	16,22	6,3
2,65	5,0	1,83	19,2	21,41	11,5
3,05	2,0	1,83	18,3	17,54	4,2

Зависимость τ_2 от τ_1 и отношения s_1/s_2 показана на рисунке 1.

Для оценки стабильности получаемых результатов при ступенчатом нагружении исследовали связь между коэффициентом вариации τ_2 (V_{τ_2}) и коэффициентом вариации V_{τ_1} при одноступенчатом нагружении при подаче s_2 .

Данная зависимость может иметь вид линейной модели

$$V_{\tau_2} = -0,033 + 0,833V_{\tau_1}, \quad (6)$$

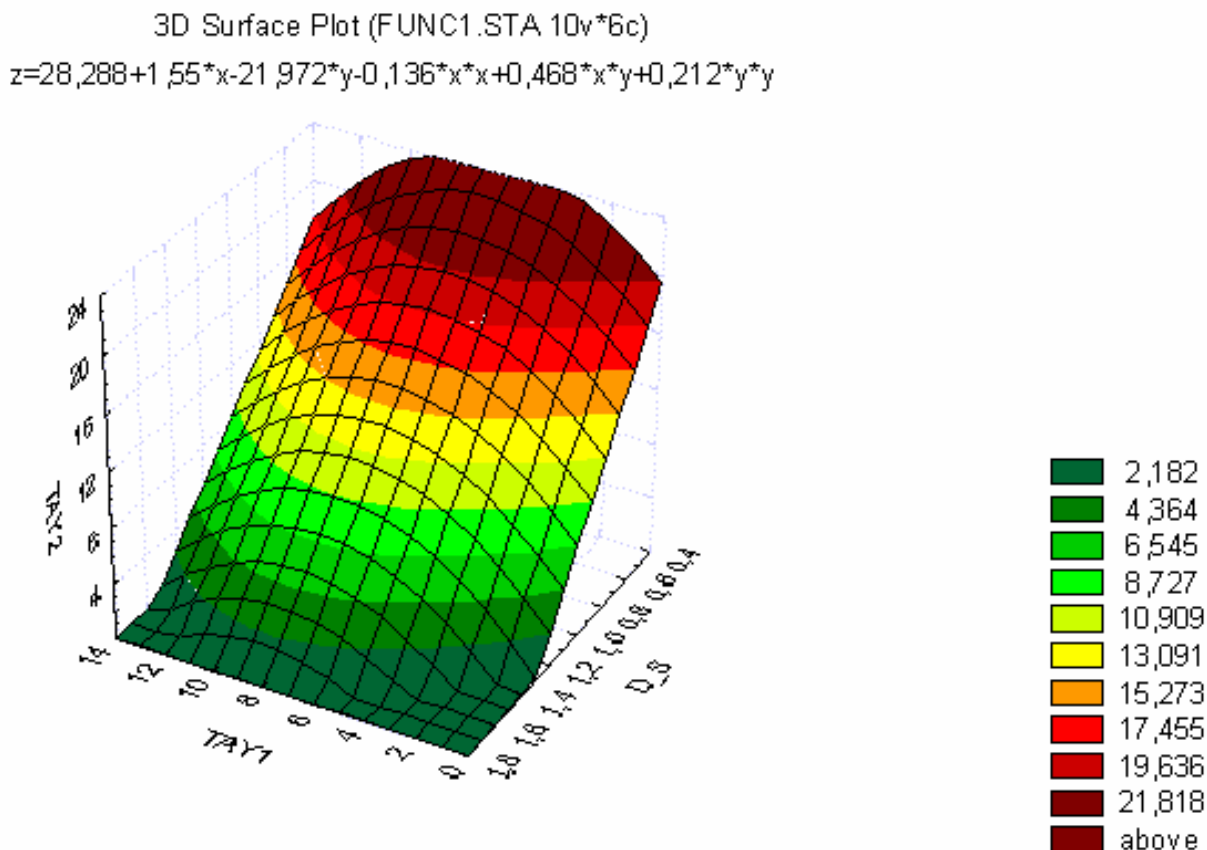


Рисунок 1 – Обобщенная зависимость остаточного периода стойкости τ_2 от τ_1 и соотношения s_1/s_2

или экспоненциальной модели

$$V_{\tau_2} = 0,037 e^{6,171V_{\tau_2}} \quad (7)$$

Статистическая проверка полученной модели показала, что коэффициент корреляции $r=0,934$ и модель адекватна по критерию Фишера с уровнем значимости $\alpha=0,066$. Графики зависимости V_{τ_2} от V_{T_s} приведены на рисунках 2,3.

Исследования показали, что значения коэффициентов вариации, рассчитанные по полученным моделям, практически не отличаются от коэффициентов вариации, полученных в результате эксперимента.

Для выбора оптимальной стратегии управления надежностью инструмента с учетом его поврежденности было проанализировано изменение производительности механической обработки (рисунок 4).

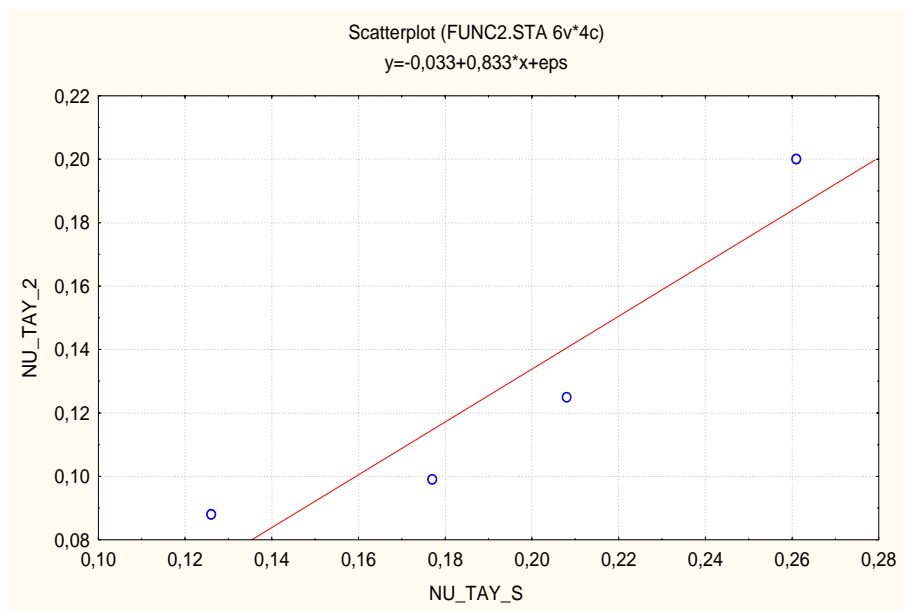


Рисунок 2 – Связь между коэффициентами вариации при одноступенчатом нагружении V_{T_s} и двухступенчатом нагружении V_{τ_2} при линейной зависимости

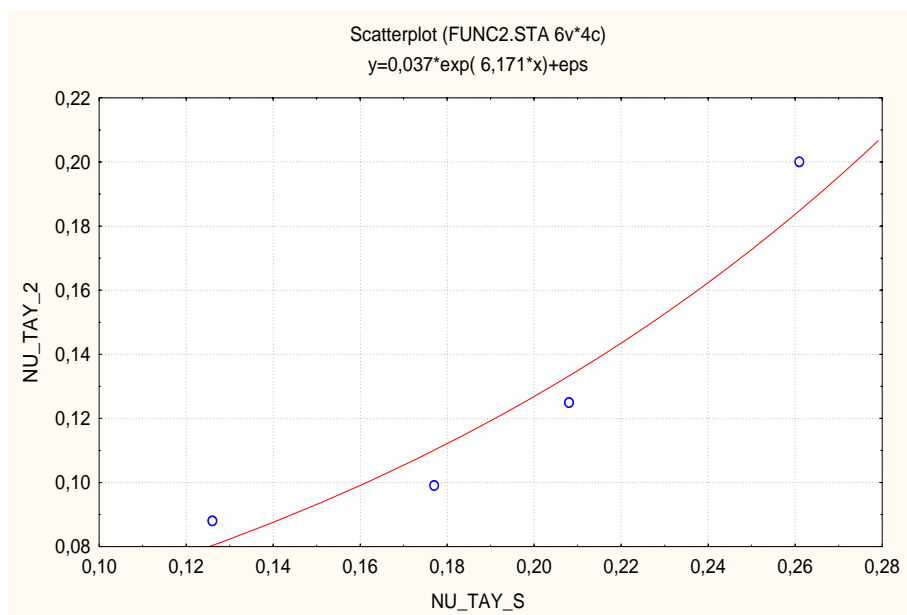


Рисунок 3 – Связь между коэффициентами вариации при одноступенчатом нагружении V_{T_s} и двухступенчатом нагружении V_{τ_2} при экспоненциальной зависимости

Установлено, что ступенчатое нагружение обеспечивает повышение производительности механической обработки, причем максимальный рост производительности наблюдается, когда $s_1 > s_2$ и соотношение s_1 / s_2 минимально.

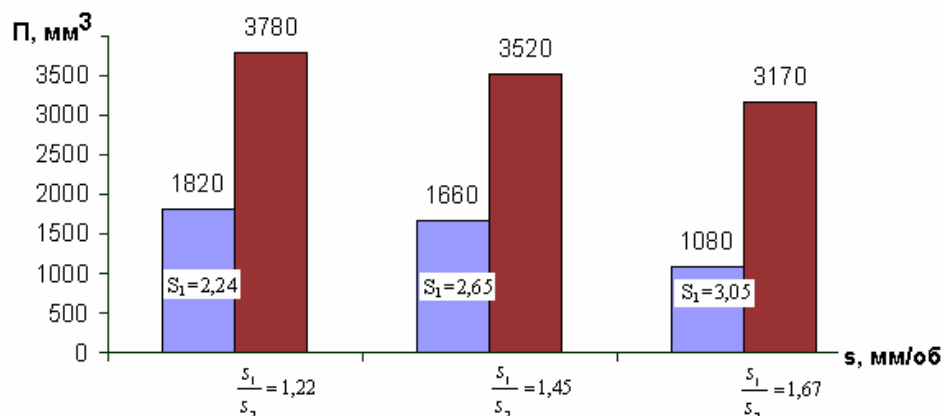


Рисунок 4 – Изменение производительности механической обработки путем управления нагруженностью инструмента

Проведенные исследования позволили сделать следующие выводы:

1 Получена адекватная нелинейная регрессионная модель определения остаточного периода стойкости τ_2 при двухступенчатом нагружении, учитывающая время работы на первой ступени τ_1 и соотношение нагрузок s_1 и s_2 . Модель позволяет рассчитывать τ_2 со средней ошибкой, не превышающей 9,2%.

2 Получены адекватные линейная и экспоненциальная модели зависимости периода стойкости при двухступенчатом нагружении V_{τ_2} от коэффициента вариации V_{τ_1} при одноступенчатом нагружении для различного уровня надежности, обеспечивающие соответствие расчетных и экспериментальных значений.

3 Разработана стратегия повышения производительности механической обработки путем ступенчатого нагружения и учета поврежденности. Установлено, что наибольшее повышение производительности имеет место при минимальном соотношении s_1 / s_2 .

Литература

- 1 Казакова Т.В. Повышение точности прогнозирования остаточного ресурса инструмента при нестационарном нагружении// Надежность режущего инструмента: Сб.статей. Вып.4/Отв. Ред. Г.Л.ХаеТ. –Краматорск, КИИ, 1991. –с.191-197.
- 2 ХаеТ Г.Л. Прочность режущего инструмента. –М.: Машиностроение, 1975. -167с.
- 3 Казакова Т.В. Оптимизация управления надежностью режущего инструмента в процессе резания с учетом его поврежденности// Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем. Сб.статей. В 2-х т. Т1./ Предс. Редсовета Г.Л.ХаеТ. –Краматорск: ДГМА, 1997. –с.165-176.
- 4 Казакова Т.В., ХаеТ Г.Л., Белкин Л.М. Кинетика микропластических деформаций законтрактной зоны твердосплавного инструмента// Надежность режущего инструмента: Материалы III Всесоюз. науч.-техн. Семинара. –Донецк, 1984. –с.105-110.

УДК 621.9

Калиниченко В.В.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

ВЛИЯНИЕ ОБРАБОТКИ ИМПУЛЬСНЫМ МАГНИТНЫМ ПОЛЕМ РЕЖУЩИХ ПЛАСТИН ИЗ БВТС НА СТОЙКОСТЬ РЕЗЦОВ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ЧИСТОВОМ ТОЧЕНИИ КОРРОЗИОННО-СТОЙКИХ СТАЛЕЙ

Results of researches of influence of processing by a pulse magnetic field of cutting plates from untungsten rigid alloy TH20 on resistance of cutters and technological characteristics of details at fair cutting of the steel 30X13 are given.

Введение. Постановка проблемы

Непрерывное повышение требований к функциональным свойствам изделий машиностроения, в частности к их сопротивляемости действию агрессивных сред, обуславливает рост применения коррозионно-стойких сталей в современной промышленности. Вместе с тем коррозионно-стойкие стали характеризуются крайне низкой обрабатываемостью резанием, что обуславливает высокую интенсивность изнашивания и низкую стойкость инструмента, повышенный расход твердого сплава при низком уровне скоростей резания и низкой производительности обработки.

В технологической практике для токарной обработки деталей из коррозионно-стойких сталей рекомендуют применять твердые сплавы группы ВК мелкозернистой и особомелкозернистой структуры и групп МС и ВП (в основном с износостойкими покрытиями), отличающиеся повышенной стоимостью. Вместе с тем важным направлением развития механообработки является расширение области применения экономичных инструментальных материалов, в частности безвольфрамовых твердых сплавов (БВТС), в том числе в направлении обработки труднообрабатываемых материалов. Проблеме обеспечения эффективного применения БВТС для чистового точения коррозионно-стойких сталей посвящена настоящая работа.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем

Возможность применения БВТС для обработки коррозионно-стойких сталей подтверждена в работах [1, 2]. Однако стойкость резцов с пластинами из БВТС при обработке коррозионно-стойких сталей является низкой. Причинами низкой обрабатываемости коррозионно-стойких сталей являются высокое упрочнение стали в процессе деформирования резанием, низкая теплопроводность, высокие удельные нагрузки на инструмент, большая истираю-

щая способность и низкая виброустойчивость технологической системы вследствие действия значительных радиальных отжимных сил [3].

Повышение стойкости инструмента и технологических характеристик деталей при чистовом точении различных сталей резцами с пластинами из БВТС может быть обеспечено с помощью обработки импульсным магнитным полем (ОИМП) режущих пластин [4–6]. ОИМП снижает интенсивность изнашивания резцов и облегчает условия резания за счет повышения микротвердости H_{μ} поверхностного слоя твердого сплава в результате комплекса структурных изменений, описанного в работах автора [5, 6]. Там же приводятся рекомендации по выбору рациональных режимов ОИМП, обеспечивающих наибольшее повышение H_{μ} . Данные работы [4] свидетельствуют о повышении стойкости резцов и оптимальной скорости резания при точении коррозионно-стойкой стали 30X13 резцами с пластинами из безвольфрамового твердого сплава ТН20 в результате ОИМП. Вместе с тем отсутствуют математические модели для определения рациональных режимов резания и четкие технологические рекомендации по применению резцов с пластинами из БВТС, подвергнутыми ОИМП, для токарной обработки деталей из коррозионно-стойких сталей.

Цель исследования – получение экспериментальных зависимостей стойкости инструмента и технологических характеристик деталей при точении коррозионно-стойких сталей резцами с пластинами из БВТС в результате ОИМП режущих пластин, а также разработка математических моделей и рекомендаций для определения рациональных режимов резания при точении коррозионно-стойких сталей резцами с пластинами из БВТС, обработанными импульсным магнитным полем.

Методика исследований

Исследования влияния ОИМП режущих пластин на интенсивность изнашивания и стойкость резцов осуществлялись при чистовом продольном точении стали 30X13 на станке модели 1К625Сп. В качестве инструментального материала использовался твердый сплав ТН20 (ГОСТ 26530-85). Использовались резцы токарные проходные (ТУ 2-035-892-82) с режущими пластинами формы 02114–080610 (ГОСТ 19048-80). Геометрические параметры резцов: $\alpha = 10^\circ$, $\gamma = 10^\circ$, $\varphi = 90^\circ$, $\varphi' = 10^\circ$. Для исследований отбирались пластины из партий со средним значением микротвердости поверхностного слоя в исходном состоянии $\overline{H_{\mu_i}} = 1400$ МПа. Магнитная обработка пластин осуществлялась на робототехническом комплексе ОИМП РК-1 с режимами, обеспечивающими наибольшее повышение H_{μ} для данного $\overline{H_{\mu_i}}$ (напряженность поля $H = 1,1 \cdot 10^5$ А/м, продолжительность ОИМП $t = 2$ мин, время

выдержки после ОИМП $t_g = 28$ ч, частота импульсов $f = 5$ Гц). Режимы резания: $V = 50\text{--}150$ м/мин, $S = 0,2\text{--}0,4$ мм/об, $t = 1$ мм.

Интенсивность изнашивания резцов оценивалась относительным поверхностным износом $h_{онз}$ по задней поверхности, стойкость резцов – длиной пути резания l , шероховатость обработанной поверхности – средним арифметическим отклонением профиля R_a . Значения $h_{онз}$, оптимальной скорости резания V_o и оптимальной производительности формообразования Π_o определялись в соответствии с работой [7]. Измерение R_a производилось профилографом-профилометром модели 201 завода “Калибр”, термо-ЭДС E резания – методом естественной термопары. В качестве математических моделей для определения рациональных режимов резания использовались параметрические уравнения максимальной размерной стойкости, составившиеся на основании методики работы [7].

Результаты исследований

ОИМП режущих пластин снижает величину $h_{онз}$ и повышает величину l при чистовом точении стали 30X13 резцами с пластинами из твердого сплава ТН20 во всем диапазоне исследуемых режимов резания, о чем свидетельствуют зависимости $h_{онз} = f(V)$ и $l = f(V)$, приведенные на рисунках 1–2. Минимум $h_{онз}$ и максимум l отмечаются при оптимальных скоростях резания V_o , соответствующих оптимальной термо-ЭДС резания $E_o = 5,2$ мВ, постоянной для данной пары обрабатываемого и инструментального материалов. Экстремальный характер зависимостей $h_{онз} = f(V)$ и $l = f(V)$ обусловлен существованием двух различных групп причин изнашивания резцов, действующих при изменении V в противоположных направлениях. При снижении V относительно V_o повышению $h_{онз}$ и снижению l способствуют повышение интенсивности адгезионного взаимодействия и коэффициента трения на контактных поверхностях, степени пластической деформации стали, уменьшение отношения контактных твердостей инструментального и обрабатываемого материалов. Повышение $h_{онз}$ и снижение l при повышении V относительно V_o объясняется ростом интенсивности термоактивируемых процессов изнашивания и повышением коэффициентов трения на контактных поверхностях. Величины коэффициента $K_{h_{онз}}$ снижения относительного поверхностного износа и коэффициента K_l повышения длины пути резания в результате ОИМП представлены в таблице 1, значения V_o при точении резцами с пластинами в исходном состоянии и после ОИМП, а также относительного повышения V_o – в таблице 2, значения Π_o для резцов с пластинами в исходном состоянии и после ОИМП – в таблице 3.

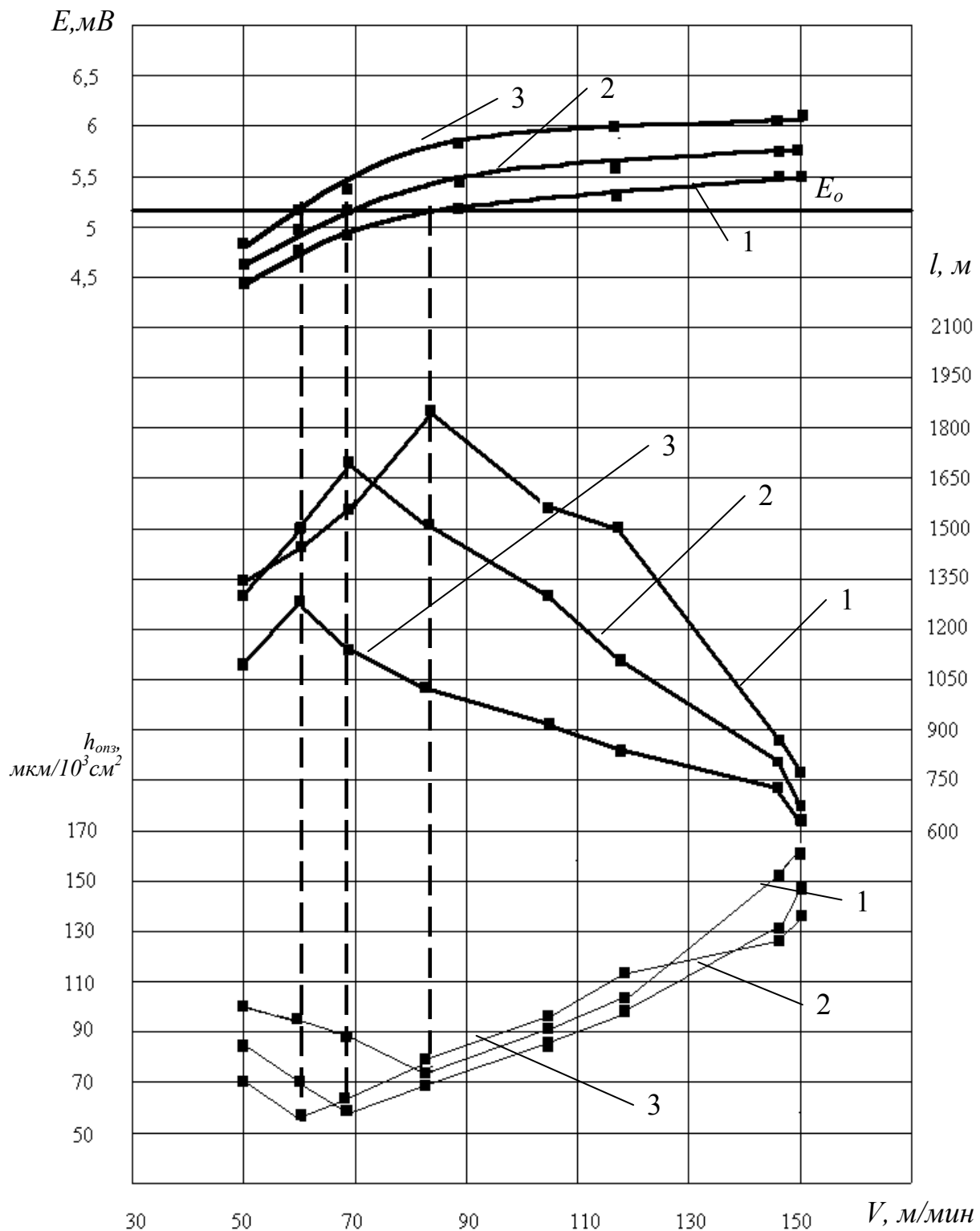


Рисунок 1 – Зависимости длины пути резания l , относительного поверхностного износа $h_{онз}$ резца по задней поверхности, термо-ЭДС E резания от скорости резания V при точении стали 30X13 ($V = 50 - 150$ м/мин; $S = 0,2 - 0,4$ мм/об; $t = 1$ мм) резцами с пластинами из твердого сплава ТН20 в исходном состоянии (1 – $S = 0,2$ мм/об, 2 – $S = 0,3$ мм/об, 3 – $S = 0,4$ мм/об)

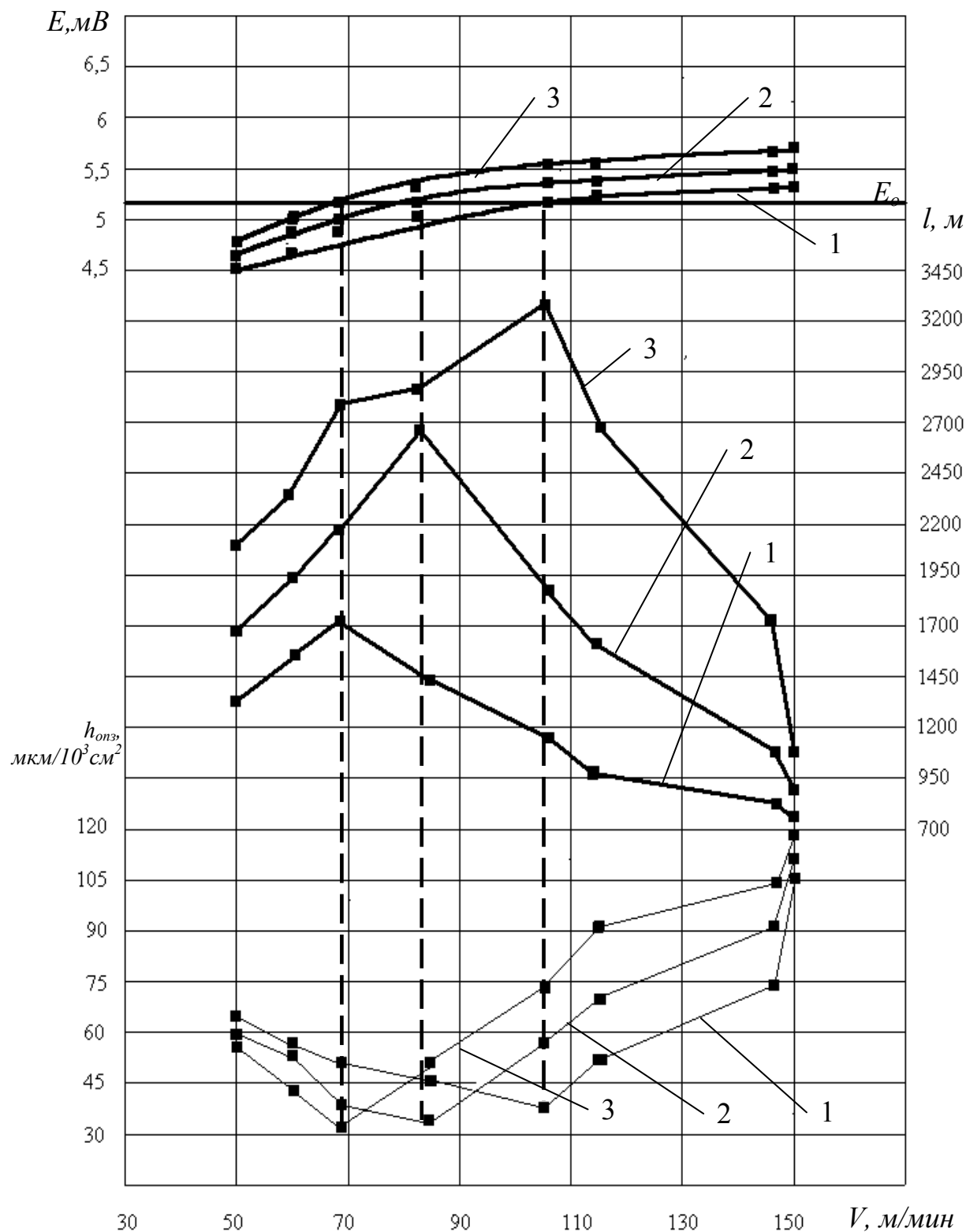


Рисунок 2 – Зависимости длины пути резания l , относительного поверхностного износа $h_{онз}$ резца по задней поверхности, термо-ЭДС E резания от скорости резания V при точении стали 30X13 ($V = 50 - 150$ м/мин; $S = 0,2 - 0,4$ мм/об; $t = 1$ мм) резцами с пластинами из твердого сплава ТН20, подвергнутыми ОИМП (1 – $S = 0,2$ мм/об, 2 – $S = 0,3$ мм/об, 3 – $S = 0,4$ мм/об)

Таблица 1 – Значения $K_{h_{онз}}$ и K_l для различных режимов чистового точения стали 30X13

Режимы резания		K_l	$K_{h_{онз}}$
V , м/мин	S , мм/об		
60	0,2	1,59	1,66
68		1,78	1,88
105		2,08	2,47
116		1,77	1,99
60	0,4	1,22	1,28
68		1,52	2,02
105		1,26	1,3
116		1,25	1,24

Таблица 2 – Влияние ОИМП на уровень V_o при чистовом точении стали 30X13 резцами с режущими пластинами из твердого сплава ТН20

Подача S , мм/об	Оптимальная скорость резания V_o , м/мин		Относительное повышение V_o , %
	режущие пластины в исходном состоянии	режущие пластины после ОИМП	
0,2	84	105	25
0,3	68	84	23,5
0,4	60	68	13,3

Таблица 3 – Значения оптимальной производительности формообразования для различных подач при точении стали 30X13

Подача S , мм/об	Оптимальная производительность формообразования P_o , $\frac{см^2}{мин}$	
	режущие пластины в исходном состоянии	режущие пластины, подвергнутые ОИМП
0,2	168	210
0,3	204	252
0,4	240	272

ОИМП режущих пластин также обеспечивает снижение параметра шероховатости R_a во всем диапазоне рассматриваемых режимов резания. Минимальные значения R_a достигались при $V = V_o$. Для точения резцами с пластинами, подвергнутыми ОИМП, на оптимальных для различных подач S скоростях резания V_o была получена зависимость $R_a = 5,24 \cdot S^{0,34}$.

На основании приведенных результатов экспериментов были получены параметрические уравнения максимальной размерной стойкости резцов (таблица 4), позволяющие определить значения V_o и оптимального по

Таблица 4 – Параметрические уравнения максимальной размерной стойкости резцов с пластинами в исходном состоянии и после ОИМП

Состояние пластин	Режимы резания		Уравнение $V_o = \frac{C_1}{S^{x_1}}$	Уравнение $h_{онзо} = \frac{C_2}{S^{x_2}}$
	S , мм/об	t , мм		
Исходное состояние	0,2–0,4	1	$V_o = \frac{38,16}{S^{0,49}}$	$h_{онзо} = \frac{29,6}{S^{0,64}}$
После ОИМП	0,2–0,4	1	$V_o = \frac{38,93}{S^{0,62}}$	$h_{онзо} = \frac{27,73}{S^{0,17}}$

верхностного износа по задней поверхности $h_{онзо}$ (т.е. значения $h_{онз}$ при V_o) для заданной S в исследуемом диапазоне значений подач.

Технологические рекомендации

Для обеспечения максимума длины пути резания, минимума $h_{онз}$ (и, в соответствии с работой автора [8], наилучшей точности обработки) и минимума шероховатости обработанной поверхности детали точение стали 30X13 резцами с пластинами из твердого сплава ТН20, подвергнутыми ОИМП, необходимо осуществлять на оптимальных скоростях резания V_o . Необходимая жесткость и виброустойчивость технологической системы обеспечивается выбором главного угла резца в плане $\varphi = 90^\circ$, при котором отжимная радиальная сила резания $P_y = 0$.

На основании полученных автором параметрических уравнений, приведенных в таблице 4, зависимости $R_a = f(S)$ и результатов расчета значений $П_o$, представленных в таблице 3, разработана номограмма для выбора рациональных режимов резания при чистовом точении стали 30X13 резцами с пластинами из твердого сплава ТН20, подвергнутыми ОИМП (рисунок 3), в которой обобщены технологические рекомендации автора статьи. Для выбора оптимальной скорости резания по принятому значению подачи S на номограмме нанесена линия V_o , соответствующая таким сочетаниям S и V , при которых обеспечивается оптимальная температура (термо-ЭДС) резания, минимальная величина $h_{онз}$, определяемая линией $h_{онзо}$, наименьшее значение параметра шероховатости R_a . Повышение либо снижение скорости резания по сравнению с оптимальной V_o увеличивает $h_{онз}$ (и следовательно, снижает точность обработки), повышает R_a и расход твердого сплава.

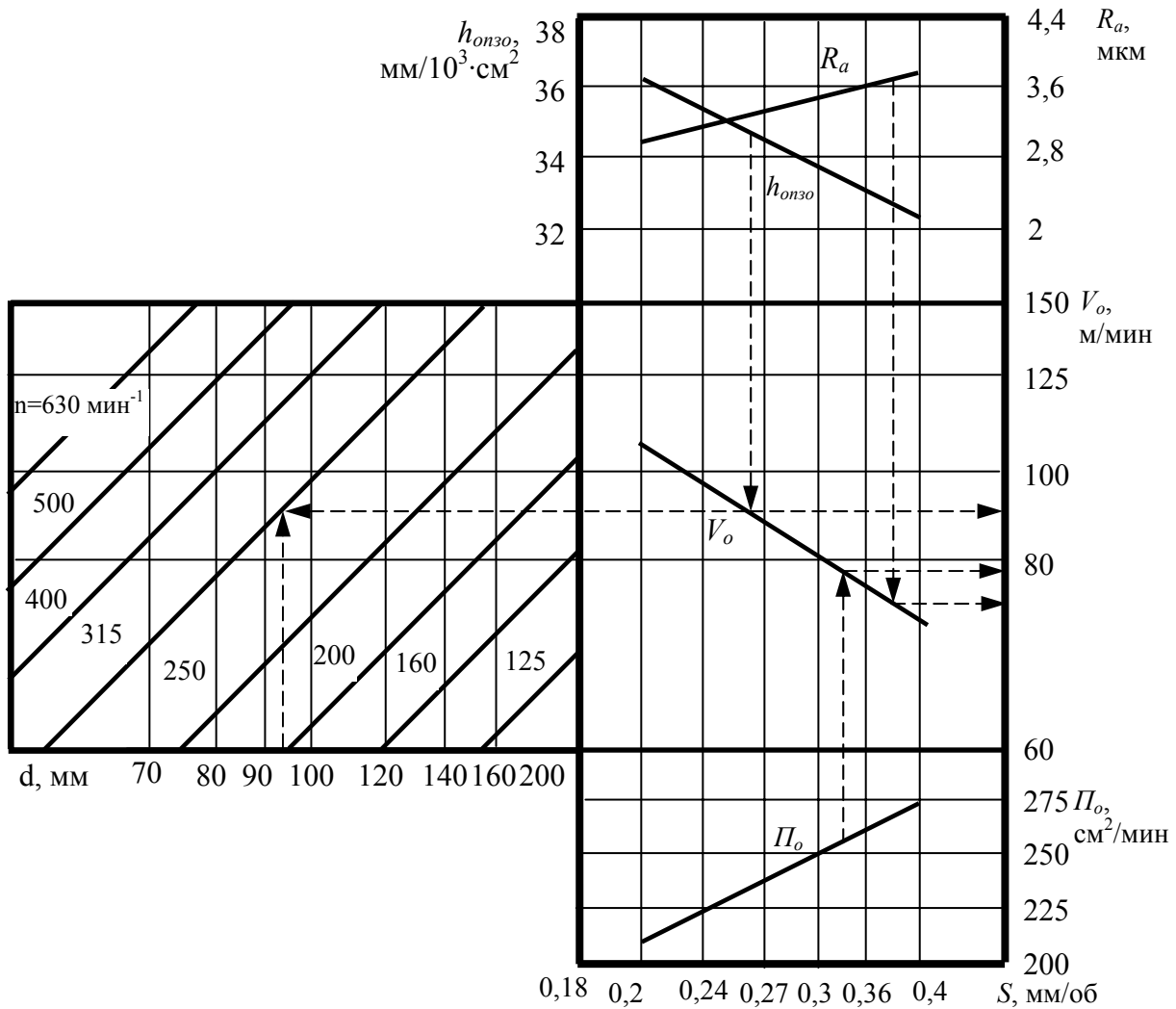


Рисунок 3 – Номограмма для выбора режимов резания при чистовом точении стали 30X13 ($S = 0,2-0,4$ мм/об, $t = 1$ мм) резцами с пластинами из твердого сплава ТН20, подвергнутыми ОИМП

По выбранной скорости резания V и диаметру d обработки находят частоту вращения шпинделя n . Бесступенчатое регулирование частоты вращения шпинделя и подачи позволяет производить точение на режимах резания, точно соответствующих рекомендациям номограммы. При ступенчатом регулировании частоты вращения шпинделя значение n округляют в большую сторону, так как в этом случае повышается производительность обработки, а величины h_{onzo} и R_a при малых отклонениях V от V_o в большую сторону изменяются незначительно. Для обеспечения обработки с оптимальной производительностью формообразования на номограмме нанесена линия Π_o .

Выводы

В статье на основании результатов экспериментальных исследований при точении коррозионно-стойкой стали 30X13 резцами с режущими пластинами из безвольфрамового твердого сплава ТН20, подвергнутыми обработке импульсным магнитным полем, были получены математические модели для выбора рациональных режимов резания, обеспечивающих минимальную интенсивность изнашивания и максимальную стойкость резцов, наибольшую точность и наименьшую шероховатость обработанной поверхности. На основании полученных моделей была разработана номограмма для определения рациональных режимов резания при чистовом точении стали 30X13 резцами с пластинами из твердого сплава ТН20, подвергнутыми обработке импульсным магнитным полем.

Литература

- 1 Лоладзе Т.Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента. - М.: Машиностроение, 1982. - 320 с.
- 2 Музыкант Я.А., Самойлов В.С. Режущие инструменты с пластинами из безвольфрамовых твердых сплавов: Обзор. - М., НИИмаш, 1984. - 58 с.
- 3 Подураев В.Н. Резание труднообрабатываемых материалов. Учеб. пособие для вузов. - М., Высш. школа, 1974. - 578 с.
- 4 Зиновьев Н.И., Калиниченко В.В. Влияние режимов резания на характеристики стойкости и относительного поверхностного износа резцов с режущими пластинами из безвольфрамового твердого сплава ТН20, обработанными импульсным магнитным полем // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем: Збірник наукових праць. - Краматорськ: ДДМА, 2001. - Вип. 11. - С. 3-12.
- 5 Калиниченко В.В. Применение обработки импульсным магнитным полем для повышения эффективности чистового точения сталей резцами с режущими пластинами из безвольфрамовых твердых сплавов // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем: Збірник наукових праць. - Краматорськ: ДДМА, 2002. - Вип. 12. - С. 51-60.
- 6 Калиниченко В.В. Влияние обработки импульсным магнитным полем на структуру безвольфрамового твердого сплава ТН20 // Вестник Национального технического университета «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск «Технологии в машиностроении». - Харьков, 2002. - Вып. 19. - С. 167-173.
- 7 Макаров А.Д. Оптимизация процессов резания. - М.: Машиностроение, 1976. - 278 с.
- 8 Калиниченко В.В. Підвищення точності обробки деталей різцями з пластинами БВТС // Вісник Сумського національного аграрного університету. Науково-методичний журнал. Серія „Механізація та автоматизація технологічних процесів”. - Суми: СНАУ, 2004. - Вип. 11. - С. 76-81.

УДК 621.914.02

Покинтелица Н.И.

ВНУ им. В. Даля, г. Луганск, Украина

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА И РАСЧЕТ СИЛ РЕЗАНИЯ ПРИ ТЕРМОФРИКЦИОННОЙ ОБРАБОТКЕ

The method of thermofrictional treatment of metals by cutting is offered, uniting dignities of instruments with the round revolved edge and preliminary heating of the taken off layer of metal. The method of calculation of constituents of force of cutting with the purpose of further analysis of the tensey-deformed state of material in the area of cutting is represented.

Введение

Возрастающие требования к прочности, надежности и ресурсу машин предполагают применение конструкционных материалов, обладающих все более высокой удельной прочностью, коррозионной стойкостью, жаропрочностью и другими особыми свойствами, позволяющими удовлетворять отмеченным требованиям. Видное место среди этих материалов занимают стали и сплавы, которые сочетают в себе комплекс ценных в конструктивном отношении свойств и получают вследствие этого все более широкое применение в различных отраслях промышленности. Однако обработка их резанием сопряжена с известными трудностями, связанными со специфическими особенностями свойств, структуры и процесса резания. Наибольшей сложностью отличается черновая обработка заготовок, прерывистое резание, окончательная обработка в условиях пониженной жесткости технологической системы, а также некоторые другие операции, сопровождающиеся катастрофическим износом инструмента даже при небольших значениях скорости резания и подачи, что значительно снижает его долговечность и не позволяет повысить производительность обработки в данных технологических условиях.

В настоящее время повышение производительности обработки при резании металлов и снижение интенсивности износа инструмента в основном достигаются созданием новых инструментальных материалов, нахождением оптимальных условий, созданием более эффективных СОТС.

Однако при использовании традиционных лезвийных инструментов в резании металлов зачастую достигнуты предельные значения скорости резания и подачи, ограниченные физико-механическими свойствами инструментальных материалов. Эти ограничения особенно существенны при обработке материалов с повышенными механическими характеристиками.

Данную проблему можно решать изменением физико-механических свойств материалов в процессе обработки, в частности применением методов, основанных на резании с нагревом, так как резание с нагревом является одним из путей устранения температурно-деформационной неустойчивости процесса резания [1, 4]. Особенно это важно для труднообрабатываемых материалов, у которых выше энерговыделение в ходе пластического деформирования и ниже теплопроводность по сравнению с обычными материалами, а значит, более выражен процесс температурно-деформационной неустойчивости.

В последнее время исследователями предложен и изучен метод термофрикционной обработки плоских поверхностей заготовок режущими дисками [3]. Эффективное применение данного метода требует дополнительного изучения напряженно-деформированного состояния материала в зоне резания.

Основная часть

Существенным недостатком традиционных способов лезвийной обработки является постоянный контакт трущихся рабочих поверхностей инструмента с обрабатываемым материалом. Работу резания совершает лишь небольшой участок лезвия, который, находясь в постоянном контакте со стружкой и заготовкой, непрерывно подвергается значительному нагреву, интенсивно изнашивается и сравнительно быстро выходит из строя. Таким образом, режущая способность инструмента ограничена периодом стойкости небольшого участка его лезвия.

В связи с этим целесообразна разработка принципиально новых технологий, свободных от указанного недостатка. Одним из решений этой задачи является высокоскоростная обработка резанием круглыми вращающимися инструментами, обеспечивающая в процессе обработки непрерывную замену участков лезвия инструмента, участвующих в процессе резания.

Идея создания инструментов с круглой, свободно вращающейся режущей частью имеет большой практический интерес. Это объясняется достоинствами использования круглых быстровращающихся инструментов, подтвержденными результатами промышленной эксплуатации. К их числу относятся обеспечение значительного повышения производительности процесса резания и стойкости самого инструмента.

Одним из способов, позволяющим комплексно применить на практике достоинства инструментов с круглой вращающейся кромкой и предварительного нагрева металла снимаемого припуска, является термофрикционное резание, которое представляет собой комбинированный метод, сочетающий тепловое и механическое воздействие на обрабатываемый металл, осуществляемое путем непосредственного контакта заготовки и вращающегося с большой окружной скоростью (до 80 м/с) гладкого или накатанного по периферии

стального диска (рисунок 1). При относительном движении поверхностей двух тел (диска и заготовки) с одновременным приложением давления вдоль их оси, в зоне стыка под действием сил трения интенсивно выделяется теплота, что приводит к повышению температуры поверхности трения. Под действием температуры и приложенного давления поверхности трения деформируются, и материал в зоне трения переходит в пластическое состояние, что делает возможным его удаление со всей обрабатываемой поверхности. Глубина зоны, подвергнутой пластическим деформациям, зависит, в основном, от величины удельного давления, скорости относительного движения, продолжительности процесса трения и физико-механических свойств материалов инструмента и заготовки.

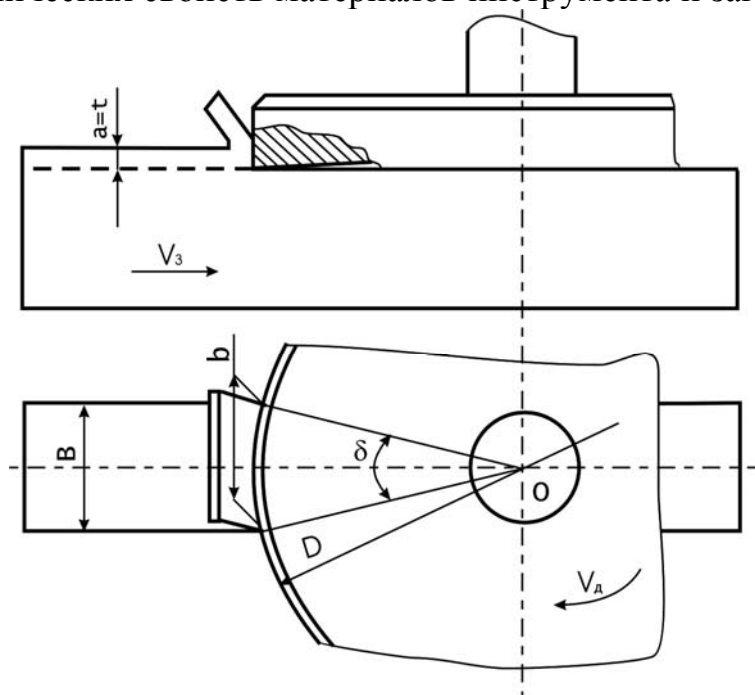


Рисунок 1 – Термофрикционная обработка плоскости

При резании металла дисками основную теплообразующую функцию выполняет процесс трения. Теплота в зоне трения выделяется неравномерно. По мере ведения процесса резания температура в зоне трения выравнивается за счет теплопроводности [1]. Относительно низкая теплопроводность жаропрочных и нержавеющей сталей способствует применению термофрикционной обработки, так как при этом повышается локализация температуры в зоне резания, увеличивается степень размягчения и разупрочнения металла срезаемого слоя.

При работе термофрикционной обработке поверхностей дисками происходит непрерывная смена рабочих участков лезвия со скоростью V_d , что обуславливает следующие особенности процесса по сравнению с традиционным резанием:

при изменении режимов резания изменяются условия трения между инструментом, стружкой и заготовкой вследствие изменения скорости

скольжения и температуры трущихся поверхностей, что приводит к изменению механических свойств металла срезаемого слоя;

улучшение условий трения на контактных поверхностях инструмента за счет восстановления играющих роль смазки адсорбционных и химических пленок, которые не успевают истираться за время контакта рабочего участка лезвия с обрабатываемым материалом и стружкой;

- в процессе резания происходит непрерывная смена рабочих участков инструмента, причем в зону контакта попадают новые его участки, охлажденные за время холостого пробега и, в связи с большим градиентом температур, теплоотвод в инструмент резко увеличивается;

- увеличение длины режущего лезвия, участвующего в съеме обрабатываемого материала, и снижение времени активной работы каждой точки режущей кромки по сравнению с общим периодом работы инструмента во столько раз, сколько элементарных длин рабочих участков укладывается на общей длине круговой режущей кромки.

Перечисленные особенности резания столь существенно сказываются на протекании процесса, что могут обеспечить новые, более высокие по сравнению с традиционными методами, показатели по производительности и стойкости инструмента. Тем не менее, сущностью рассматриваемого способа обработки, как и любого процесса резания, является удаление с обрабатываемой заготовки припуска путем превращения в стружку.

Термофрикционное резание является специфическим видом обработки и, с одной стороны, должно, очевидно, подчиняться общим фундаментальным закономерностям, имеющим место при традиционной лезвийной обработке металлов. С другой стороны, существенные особенности обработки, обусловленные высокоскоростным касательным движением лезвия инструмента и высокой температурой в зоне контакта, усложняют протекание процесса, зависимости которого во многих случаях должны иметь общий характер по отношению к соответствующим закономерностям традиционного резания.

Симметричное резание диском относится к схеме косоугольного резания подвижной (ротационной) радиусной режущей кромкой. Практически операция резания геометрически сложна, поэтому решать ее следует в два этапа: рассмотреть более простой случай ортогонального резания с одной плоскостью сдвига, а затем расширить теорию применительно к обработке режущим диском (РД). Таким образом, для описания косоугольного резания РД предлагается использование видоизмененной механики прямоугольного резания.

Можно ожидать, что скорость сдвига V_C и скорость перемещения заготовки V_3 будут находиться в плоскостях, параллельных плоскости симметрии, как режущего диска, так и заготовки (рис. 2). Можно также

– угол сдвига в плоскости выбора скорости резания; γ_k – передний угол в плоскости выбора скорости резания.

Для определения сил P_Z и P_Y необходимо знать величины углов β_1 , η_n , η_z , значение $\tau_{ск}$, а также N_3 и F_3 . Хотя силы N_3 и F_3 сравнительно малы по значению, они играют важную роль в процессе износа режущего диска, поскольку малой площади контакта задней поверхности присутствуют большие удельные силы.

Нормальные и касательные напряжения, углы трения и сдвига, а также силы N_3 и F_3 при обработке режущим диском можно определить, используя упрощенную модель деформации с одной плоскостью сдвига для процесса свободного резания [1, 3].

Силы резания, полученные расчетным путем для различных марок сталей, отличаются от измеренных экспериментально, только на 5–15%, что служит достаточным подтверждением правильности теоретических предпосылок и предложенного метода расчета для анализа напряженно-деформированного состояния материала в зоне резания.

Выводы

1. Предлагаемый способ термофрикционной обработки металлов резанием позволяет комплексно применить на практике достоинства инструментов с круглой вращающейся кромкой и предварительного нагрева металла снимаемого припуска.

2. При резании металла дисками основную теплообразующую функцию выполняет процесс трения.

3. Симметричное резание диском относится к схеме косоугольного резания подвижной (ротационной) радиусной режущей кромкой.

4. Представленный метод расчета составляющих силы резания при термофрикционной обработке плоских поверхностей заготовок позволяет проводить анализ напряженно-деформированного состояния материала в зоне резания.

Литература

- 1 Талантов Н.В. Физические основы процесса резания. – Волгоград: Изд-во ВолгПИ, 1988.–129 с.
- 2 Аранзон М.А. Определение контактных напряжений и сил при резании на основе теории пластичности // Исследование технологических параметров обработки.–Куйбышев, 1982.–С. 3–17.
- 3 Зарубицкий Е.У. Обработка плоскостей диском трения // Судостроение, 1983.– № 10.– С. 39–40.
- 4 Строшков А.Н., Теслер Ш.Л., Шабашов С.П. Обработка резанием труднообрабатываемых материалов с нагревом.–М.: Машиностроение, 1977.–140 с.

УДК 621.914.5

Равская Н.С., Панчук В.Г., Майданюк С.В.
НТУУ “КПІ” г. Киев, ИФНТУНГ г. Ивано-Франковск, Украина

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ РЕЖУЩЕЙ ЧАСТИ ДИСКОВЫХ ОТРЕЗНЫХ ФРЕЗ

In article the design of a spiral drill with a return corner of an inclination of a cross edge is analyzed, positions of forward and back planes of a cross cutting edge are determined and the task of definition of static geometrical parameters on a cross cutting edge of a drill is solved graphically and analytically.

Введение

Дисковые отрезные фрезы работают в условиях несвободного резания, связанных со сложностью отвода стружки и тепла из зоны резания. Чаще всего отрезные фрезы выполняются с прямыми зубьями [1]. Однако с целью повышения работоспособности отрезных фрез разрабатываются различные их конструкции с разделением стружки по ширине фрезы [2]. Практика также показывает, что ряд преимуществ имеют фрезы с разнонаправленными зубьями [3].

Работоспособность режущих инструментов в значительной степени зависит от геометрических параметров режущей части и их изменения в процессе резания и вдоль режущей кромки.

Геометрические параметры режущей части инструментов определяются в инструментальной, статической и кинематической системах координат [4]. Геометрические параметры режущей части в исследуемой точке режущей кромки, которые характеризуется величинами переднего угла γ , заднего угла α , угла наклона режущей кромки λ и главного угла в плане φ , в различных системах координат могут принимать различные значения.

Условия работы режущей части инструмента в процессе снятия стружки определяются кинематическими геометрическими параметрами. Для фрез отрезных значение подачи неизмеримо мало по сравнению с величиной скорости резания, поэтому с достаточной точностью можно ограничиться определением статических геометрических параметров.

В настоящей статье решается задача определения взаимосвязи между инструментальными и статическими геометрическими параметрами дисковой отрезной фрезы с разнонаправленными зубьями в соответствии с общей теорией определения геометрических параметров режущей части инструментов [5].

Инструментальные геометрические параметры режущей части дисковых фрез

Расположение передних и задних поверхностей относительно базовых элементов инструмента характеризуется величинами инструментальных геометрических параметров. Инструментальная система координат XYZ , в зависимости от содержания решаемой задачи, может быть различной для рассматриваемого типа режущего инструмента.

Схема режущей части дисковой пилы изображена на рис. 1. На каждом зубе пилы выбрана система координат XYZ . Ось Z идет параллельно оси дисковой фрезы. Ось Y располагается на линии пересечения плоскости передней поверхности и плоскости, перпендикулярной оси пилы. Положение поверхности передней плоскости характеризуется инструментальным передним углом $\gamma_{ин}$, который измеряется в плоскости перпендикулярной оси фрезы.

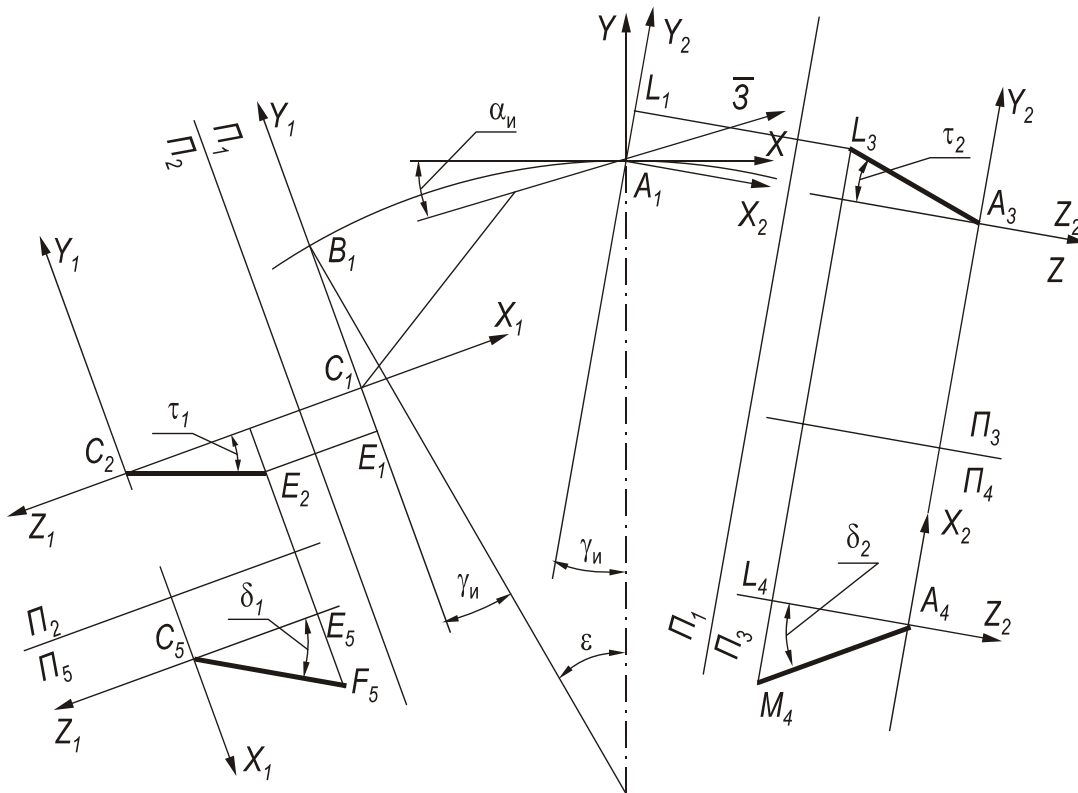


Рисунок 1 – Схема режущей части пилы

Рассмотрим дисковую фрезу с разнонаправленными зубьями и стружечными канавками переменной глубины. В качестве поверхности стружечной канавки примем фасонную цилиндрическую поверхность. На первом зубе в системе координат $X_2Y_2Z_2$ положение образующей фасонной цилиндрической поверхности стружечной канавки задаются величинами углов τ_2 и δ_2 . Угол τ_2 характеризует переменную глубину

стружечной канавки, а угол δ_2 – наклон зуба. На втором зубе в системе координат $X_1Y_1Z_1$ положение образующей фасонной цилиндрической поверхности стружечной канавки задаются величинами углов τ_1 и δ_1 . Для того, чтобы получить целесообразную схему срезания припуска, величины углов τ_1 и τ_2 выбираются так, чтобы глубина канавки, при перемещении вдоль осей Z в выбранном направлении, на одном зубе увеличивалась, а на другом зубе уменьшалась. Углы δ_1 и δ_2 выбираются так, чтобы получить разнонаправленные стружечные канавки на соседних зубьях.

Положение задней плоской поверхности характеризуется инструментальным задним углом α_n , который измеряется в плоскости перпендикулярной к оси фрезы, а также положением образующей фасонной цилиндрической поверхности стружечной канавки соседнего зуба.

В системе $X_2Y_2Z_2$ положение передней плоскости определяется вектором \overline{P} , идущим по оси Y_2 и вектором \overline{AM} , идущим по образующей фасонной цилиндрической поверхности стружечной канавки. В системе $X_2Y_2Z_2$ вектор \overline{AM} будет равен

$$\overline{AM} = -\bar{i} \operatorname{tg} \delta_2 + \bar{j} \operatorname{tg} \tau_2 - \bar{k}.$$

Вектор нормали \overline{N}_n к передней плоскости в системе $X_2Y_2Z_2$ определяется как векторное произведение векторов \overline{P} и \overline{AM}

$$\overline{N}_n = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ 0 & 1 & 0 \\ -\operatorname{tg} \delta_2 & \operatorname{tg} \tau_2 & -1 \end{vmatrix} = -\bar{i} + \bar{k} \operatorname{tg} \delta_2.$$

В системе $X_1Y_1Z_1$, связанной с соседним зубом, вектор \overline{CF} , идущий по образующей фасонной цилиндрической поверхности стружечной канавки, будет

$$\overline{CF} = \bar{i} \operatorname{tg} \delta_1 - \bar{j} \operatorname{tg} \tau_1 - \bar{k}.$$

Определим вектор \overline{CF} в системе $X_2Y_2Z_2$. Преобразование координат (рис. 2) производится по следующим формулам

$$\begin{aligned} X_2 &= X_1 \cos \varepsilon - Y_1 \sin \varepsilon \\ Y_2 &= Y_1 \cos \varepsilon + X_1 \sin \varepsilon, \\ Z_2 &= Z_1 \end{aligned}$$

где ε – угловой шаг зубьев.

В соответствии с формулами преобразования координат вектор \overline{CF} в системе $X_2Y_2Z_2$ будет равен

$$\overline{CF} = \bar{i}(\operatorname{tg} \delta_1 \cos \varepsilon + \operatorname{tg} \tau_1 \sin \varepsilon) + \bar{j}(\operatorname{tg} \delta_1 \sin \varepsilon - \operatorname{tg} \tau_1 \cos \varepsilon) - \bar{k}.$$

Вектор $\overline{3}$, положение которого характеризуется углом α_n , в системе координат $X_2Y_2Z_2$ будет равен

$$\overline{A} = \bar{i} + \bar{j} \operatorname{tg}(\alpha_n + \gamma_n).$$

Вектор нормали \overline{N}_3 к задней плоскости в системе $X_2Y_2Z_2$ определяется как векторное произведение векторов \overline{CF} и $\overline{3}$

$$\overline{N}_3 = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ 1 & \operatorname{tg}(\alpha_n + \gamma_n) & 0 \\ (\operatorname{tg} \delta_1 \cos \varepsilon + \operatorname{tg} \tau_1 \sin \varepsilon) & (\operatorname{tg} \delta_1 \sin \varepsilon - \operatorname{tg} \tau_1 \cos \varepsilon) & -1 \end{vmatrix}.$$

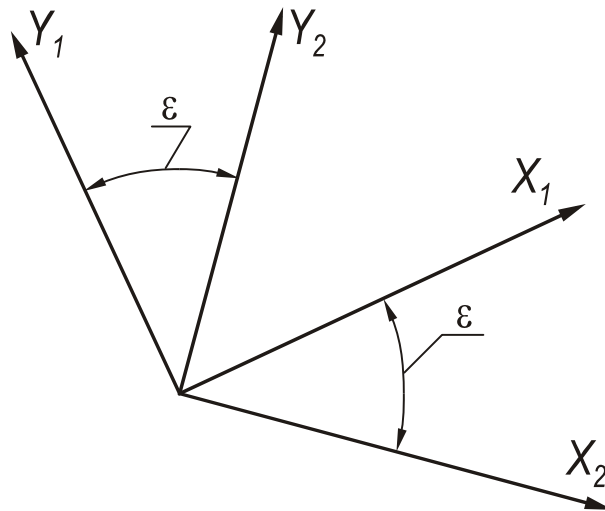


Рисунок 2 – Схема преобразования координат

Раскрывая определитель будем иметь

$$\overline{N}_3 = \bar{i}[-\operatorname{tg}(\alpha_n + \gamma_n)] + \bar{j} + \bar{k}[\operatorname{tg} \delta_1 \sin \varepsilon - \operatorname{tg} \tau_1 \cos \varepsilon - (\operatorname{tg} \delta_1 \cos \varepsilon + \operatorname{tg} \tau_1 \sin \varepsilon)\operatorname{tg}(\alpha_n + \gamma_n)].$$

Вектор \overline{P} , идущий по режущей кромке, в системе $X_2Y_2Z_2$ будет векторным произведением вектора нормали \overline{N}_n к передней плоскости и вектора нормали \overline{N}_3 к задней плоскости

$$\bar{P} = [\bar{N}_\Pi \times \bar{N}_3] = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ -1 & 0 & \text{tg } \delta_2 \\ -\text{tg}(\alpha_\Pi + \gamma_\Pi) & 1 & N_{3Z} \end{vmatrix}.$$

Раскрывая определитель будем иметь

$$\bar{P} = -\bar{i} \text{tg } \delta_2 + \bar{j} [N_{3Z} - \text{tg}(\alpha_\Pi + \gamma_\Pi) \text{tg } \delta_2] - \bar{k},$$

где

$$\bar{N}_{3Z} = \text{tg } \delta_1 \sin \varepsilon - \text{tg } \tau_1 \cos \varepsilon - (\text{tg } \delta_1 \cos \varepsilon + \text{tg } \tau_1 \sin \varepsilon) \text{tg}(\alpha_\Pi + \gamma_\Pi).$$

В частном случае для отрезных фрез с прямыми канавками при $\delta_1 = \delta_2 = 0$ и $\tau_1 = \tau_2 = 0$ будем иметь

$$\bar{P} = -\bar{k}.$$

То есть в рассматриваемом случае режущая кромка идет по оси Z , что и следовало ожидать.

В частном случае для фрез с разной глубиной стружечных канавок при $\delta_1 = \delta_2 = 0$ будем иметь

$$\bar{P} = -\bar{j} \frac{\text{tg } \tau_1 \cos(\alpha_\Pi + \gamma_\Pi - \varepsilon)}{\cos(\alpha_\Pi + \gamma_\Pi)} - \bar{k}.$$

Для фрез с мелким шагом большого диаметра с достаточной точностью можно принять $\varepsilon = 0$. Тогда

$$\bar{P} = -\bar{j} \text{tg } \tau_1 - \bar{k}.$$

В частном случае для фрез с разнонаправленными зубьями при $\tau_1 = \tau_2 = 0$ будем иметь

$$\bar{P} = -\bar{i} \text{tg } \delta_2 + \bar{j} \frac{\text{tg } \delta_1 \sin(\alpha_\Pi + \gamma_\Pi - \varepsilon) - \text{tg } \delta_2 \sin(\alpha_\Pi + \gamma_\Pi)}{\cos(\alpha_\Pi + \gamma_\Pi)} - \bar{k}$$

Статические геометрические параметры дисковой фрезы

Скоростью главного движения будет скорость вращения рассматриваемой точки режущей кромки вокруг оси пилы. Для точки A (рис. 1) вектор \bar{V} скорости главного движения резания в системе $X_2 Y_2 Z_2$ будет

$$\bar{V} = \bar{i} \cos \gamma_\Pi + \bar{j} \sin \gamma_\Pi.$$

Вектор нормали $\bar{N}_{\text{Рп}}$ к статической плоскости резания равен векторному произведению векторов \bar{V} и \bar{P}

$$\bar{N}_{\text{Рп}} = [\bar{V} \times \bar{P}] = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ \cos \gamma_{\text{и}} & \sin \gamma_{\text{и}} & 0 \\ -\text{tg} \delta_2 & P_Y & -1 \end{vmatrix} =$$

$$= -\bar{i} \sin \gamma_{\text{и}} + \bar{j} \cos \gamma_{\text{и}} + \bar{k} (P_Y \cos \gamma_{\text{и}} + \text{tg} \delta_2 \sin \gamma_{\text{и}}).$$

Угол между нормальными $\bar{N}_{\text{Рп}}$ и $\bar{N}_{\text{п}}$ равен $90^\circ - \gamma_N$. В соответствии с этим статический передний угол γ_N в нормальном к режущей кромке сечении будет равен

$$\text{tg} \gamma_N = \frac{(\bar{N}_{\text{Рп}} \cdot \bar{N}_{\text{п}})}{|\bar{N}_{\text{Рп}} \times \bar{N}_{\text{п}}|}.$$

Скалярное произведение векторов $\bar{N}_{\text{Рп}}$ и $\bar{N}_{\text{п}}$ равно

$$(\bar{N}_{\text{Рп}} \cdot \bar{N}_{\text{п}}) = \sin \gamma_{\text{и}} + \text{tg} \delta_2 (P_Y \cos \gamma_{\text{и}} + \text{tg} \delta_2 \sin \gamma_{\text{и}}),$$

где

$$P_Y = \text{tg} \delta_1 \sin \varepsilon - \text{tg} \tau_1 \cos \varepsilon - \text{tg}(\alpha_{\text{и}} + \gamma_{\text{и}})(\text{tg} \delta_1 \cos \varepsilon + \text{tg} \tau_1 \sin \varepsilon + \text{tg} \delta_2)$$

Векторное произведение векторов $\bar{N}_{\text{Рп}}$ и $\bar{N}_{\text{п}}$ равно

$$[\bar{N}_{\text{Рп}} \times \bar{N}_{\text{п}}] = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ -\sin \gamma_{\text{и}} & \cos \gamma_{\text{и}} & (P_Y \cos \gamma_{\text{и}} + \text{tg} \delta_2 \sin \gamma_{\text{и}}) \\ -1 & 0 & \text{tg} \delta_2 \end{vmatrix}$$

Раскрывая определитель будем иметь

$$[\bar{N}_{\text{Рп}} \times \bar{N}_{\text{п}}] = \bar{i} \text{tg} \delta_2 \cos \gamma_{\text{и}} + \bar{j} (\text{tg} \delta_2 \sin \gamma_{\text{и}} - P_Y \cos \gamma_{\text{и}} - \text{tg} \delta_2 \sin \gamma_{\text{и}}) +$$

$$+ \bar{k} \cos \gamma_{\text{и}} = \bar{i} \text{tg} \delta_2 \cos \gamma_{\text{и}} - \bar{j} P_Y \cos \gamma_{\text{и}} + \bar{k} \cos \gamma_{\text{и}}.$$

Модуль векторного произведения $\bar{N}_{\text{Рп}}$ и $\bar{N}_{\text{п}}$ будет равен

$$|[\bar{N}_{\text{Рп}} \times \bar{N}_{\text{п}}]| = \sqrt{\frac{\cos^2 \gamma_{\text{и}}}{\cos^2 \delta_2} + P_Y^2 \cos^2 \gamma_{\text{и}}^2} = \frac{\cos \gamma_{\text{и}}}{\cos \delta_2} \sqrt{1 + P_Y^2 \cos^2 \delta_2}.$$

Таким образом передний угол в нормальном к режущей кромке сечении будет равен

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \gamma_N &= \frac{\sin \gamma_{\text{и}} + \operatorname{tg} \delta_2 (P_Y \cos \gamma_{\text{и}} + \operatorname{tg} \delta_2 \sin \gamma_{\text{и}})}{\frac{\cos \gamma_{\text{и}}}{\cos \delta_2} \sqrt{1 + P_Y^2 \cos^2 \delta_2}} = \\ &= \frac{\cos \delta_2 \sin \gamma_{\text{и}} + \sin \delta_2 (P_Y \cos \gamma_{\text{и}} + \operatorname{tg} \delta_2 \sin \gamma_{\text{и}})}{\cos \gamma_{\text{и}} \sqrt{1 + P_Y^2 \cos^2 \delta_2}}. \end{aligned}$$

При $\delta_1 = \delta_2 = 0$ и $\tau_1 = \tau_2 = 0$ будем иметь $\operatorname{tg} \gamma_N = \operatorname{tg} \gamma_{\text{и}}$. Отсюда $\gamma_N = \gamma_{\text{и}}$, что и следовало ожидать.

Угол между нормалью $\bar{N}_{\text{Пп}}$ к статической плоскости резания и нормалью \bar{N}_3 к задней плоскости равен статическому заднему углу α_N в нормальном к режущей кромке сечении. В соответствии с этим статический задний угол α_N в нормальном к режущей кромке сечении будет равен

$$\operatorname{tg} \alpha_N = \frac{|\bar{N}_{\text{Пп}} \times \bar{N}_3|}{(\bar{N}_{\text{Пп}} \cdot \bar{N}_3)}$$

Векторное произведение векторов $\bar{N}_{\text{Пп}}$ и \bar{N}_3 будет равно

$$[\bar{N}_{\text{Пп}} \times \bar{N}_3] = \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ -\sin \gamma_{\text{и}} & \cos \gamma_{\text{и}} & (P_Y \cos \gamma_{\text{и}} + \operatorname{tg} \delta_2 \sin \gamma_{\text{и}}) \\ -\operatorname{tg}(\alpha_{\text{и}} + \gamma_{\text{и}}) & 1 & N_{3Z} \end{vmatrix}$$

Раскрывая определитель будем иметь

$$\begin{aligned} [\bar{N}_{\text{Пп}} \times \bar{N}_3] &= \bar{i} (N_{3Z} \cos \gamma_{\text{и}} - P_Y \cos \gamma_{\text{и}} - \operatorname{tg} \delta_2 \sin \gamma_{\text{и}}) - \\ &- \bar{j} (-N_{3Z} \sin \gamma_{\text{и}} + \operatorname{tg}(\alpha_{\text{и}} + \gamma_{\text{и}}) (P_Y \cos \gamma_{\text{и}} + \operatorname{tg} \delta_2 \sin \gamma_{\text{и}})) + \\ &+ \bar{k} (-\sin \gamma_{\text{и}} + \cos \gamma_{\text{и}} \operatorname{tg}(\alpha_{\text{и}} + \gamma_{\text{и}})). \end{aligned}$$

Квадрат модуля векторного произведения $[\bar{N}_{\text{Пп}} \times \bar{N}_3]$ будет равен

$$\begin{aligned} |[\bar{N}_{\text{Пп}} \times \bar{N}_3]|^2 &= (N_{3Z} \cos \gamma_{\text{и}} - P_Y \cos \gamma_{\text{и}} - \operatorname{tg} \delta_2 \sin \gamma_{\text{и}})^2 + \\ &+ (-N_{3Z} \sin \gamma_{\text{и}} + \operatorname{tg}(\alpha_{\text{и}} + \gamma_{\text{и}}) (P_Y \cos \gamma_{\text{и}} + \operatorname{tg} \delta_2 \sin \gamma_{\text{и}}))^2 + \\ &+ (-\sin \gamma_{\text{и}} + \cos \gamma_{\text{и}} \operatorname{tg}(\alpha_{\text{и}} + \gamma_{\text{и}}))^2 = a^2. \end{aligned}$$

Скалярное произведение векторов $\bar{N}_{\text{Пп}}$ и \bar{N}_3 равно

$$(\bar{N}_{\text{Пп}} \cdot \bar{N}_3) = \operatorname{tg}(\alpha_{\text{и}} + \gamma_{\text{и}}) \sin \gamma_{\text{и}} + \cos \gamma_{\text{и}} + N_{3Z} (P_Y \cos \gamma_{\text{и}} + \operatorname{tg} \delta_2 \sin \gamma_{\text{и}}).$$

Таким образом статический задний угол α_N в нормальном к режущей кромке сечении будет равен

$$\operatorname{tg} \alpha_N = \frac{a}{\operatorname{tg}(\alpha_{и} + \gamma_{и}) \sin \gamma_{и} + \cos \gamma_{и} + N_{3Z} (P_Y \cos \gamma_{и} + \operatorname{tg} \delta_2 \sin \gamma_{и})}.$$

При $\delta_1 = \delta_2 = 0$ и $\tau_1 = \tau_2 = 0$ будем иметь $N_{3Z} = 0$, $P_Y = 0$,
 $a = \operatorname{tg}(\alpha_{и} + \gamma_{и}) \cos \gamma_{и} - \sin \gamma_{и}$. Отсюда

$$\operatorname{tg} \alpha_N = \frac{\operatorname{tg}(\alpha_{и} + \gamma_{и}) \cos \gamma_{и} - \sin \gamma_{и}}{\operatorname{tg}(\alpha_{и} + \gamma_{и}) \sin \gamma_{и} + \cos \gamma_{и}}.$$

Преобразуя получим

$$\operatorname{tg} \alpha_N = \frac{\sin(\alpha_{и} + \gamma_{и}) \cos \gamma_{и} - \sin \gamma_{и} \cos(\alpha_{и} + \gamma_{и})}{\sin(\alpha_{и} + \gamma_{и}) \sin \gamma_{и} + \cos \gamma_{и} \cos(\alpha_{и} + \gamma_{и})} = \operatorname{tg} \alpha_{и}.$$

Таким образом $\operatorname{tg} \alpha_N = \operatorname{tg} \alpha_{и}$, что и следовало ожидать.

Определим угол наклона режущей кромки λ . Угол наклона режущей кромки λ измеряется в плоскости резания и заключен между вектором перпендикулярным к режущей кромке и вектором скорости резания \bar{V} . Следовательно

$$\sin \lambda = \frac{(\bar{V} \cdot \bar{P})}{|\bar{V}| \cdot |\bar{P}|}.$$

Скалярное произведение векторов \bar{V} и \bar{P}

$$(\bar{V} \cdot \bar{P}) = -\operatorname{tg} \delta_2 \cdot \cos \gamma_{и} + \sin \gamma_{и} \cdot [N_{3Z} + \operatorname{tg}(\alpha_{и} + \gamma_{и}) \cdot \operatorname{tg} \delta_2]$$

Модуль вектора \bar{P} равен:

$$|\bar{P}| = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_2 + 1 + [N_{3Z} + \operatorname{tg}(\alpha_{и} + \gamma_{и}) \cdot \operatorname{tg} \delta_2]^2}$$

Модуль вектора \bar{V} равен:

$$|\bar{V}| = \sqrt{\sin^2 \gamma_{и} + \cos^2 \gamma_{и}} = 1$$

Следовательно угол наклона режущей кромки будет равен:

$$\sin \lambda = \frac{-\operatorname{tg} \delta_2 \cdot \cos \gamma_{и} + \sin \gamma_{и} \cdot [N_{3Z} + \operatorname{tg}(\alpha_{и} + \gamma_{и}) \cdot \operatorname{tg} \delta_2]}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_2 + 1 + [N_{3Z} + \operatorname{tg}(\alpha_{и} + \gamma_{и}) \cdot \operatorname{tg} \delta_2]^2}}$$

В частном случае при $\delta_1 = \delta_2 = 0$ и $\tau_1 = \tau_2 = 0$ будем иметь:

$$\sin \lambda = 0, \lambda = 0,$$

что и следовало ожидать.

Определяя статический угол в плане ϕ введем новую систему координат XYZ (рис. 3).

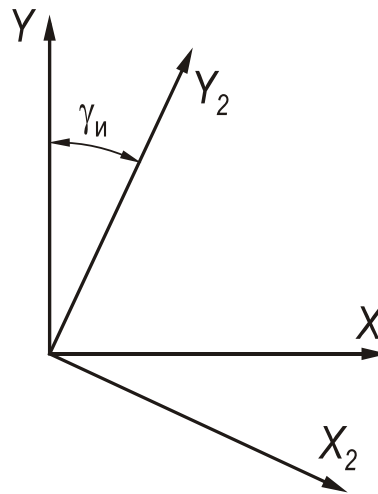


Рисунок 3 – Схема преобразования координат

Формула преобразования будет:

$$X = X_2 \cdot \cos \gamma_{и} + Y_2 \cdot \sin \gamma_{и}$$

$$Y = Y_2 \cdot \cos \gamma_{и} + X_2 \cdot \sin \gamma_{и}$$

$$Z = Z_2$$

В соответствии с формулами преобразования координат, вектор \bar{P} , идущий по режущей кромке, в системе XYZ будет:

$$\bar{P} = \bar{i} \cdot [-\operatorname{tg} \delta_2 \cdot \cos \gamma_{и} + (N_{3Z} - \operatorname{tg}(\alpha_{и} + \gamma_{и}) \cdot \operatorname{tg} \delta_2) \cdot \sin \gamma_{и}] + \\ + \bar{j} \cdot [(N_{3Z} - \operatorname{tg}(\alpha_{и} + \gamma_{и}) \cdot \operatorname{tg} \delta_2) \cdot \cos \gamma_{и} + \operatorname{tg} \delta_2 \cdot \sin \gamma_{и}] - \bar{k}$$

Статический угол в плане φ_c – это угол в статической основной плоскости между статической плоскостью резания и рабочей плоскостью. Рабочая плоскость P_S – это плоскость в которой расположены направления скоростей главного движения резания и движения подачи. В рассматриваемом случае это будет плоскость XY , идущая перпендикулярно оси пилы. Основная плоскость P_V – это плоскость, проведенная через рассматриваемую точку A режущей кромки (рис. 1) перпендикулярно направлению главного движения резания. В рассматриваемом случае это будет плоскость YZ . Плоскость резания P_n – это плоскость, касательная к режущей кромке в исследуемой точке и перпендикулярная основной плоскости. В соответствии с этим, статический угол в плане φ_c будет заключен между осью Y и проекцией вектора \bar{P} режущей кромки на плоскость YZ .

$$\operatorname{ctg} \varphi_c = \frac{P_Y}{-P_Z}$$

Отсюда

$$\operatorname{ctg} \varphi_c = [N_{zZ} - \operatorname{tg}(\alpha_n + \gamma_n) \cdot \operatorname{tg} \delta_2] \cdot \cos \gamma_n + \operatorname{tg} \delta_2 \cdot \sin \gamma_n$$

В частном случае, при $\delta_1 = \delta_2 = 0$ и $\tau_1 = \tau_2 = 0$ будем иметь

$$\operatorname{ctg} \varphi_c = 0.$$

Отсюда $\varphi_c = 90^\circ$, что и следовало ожидать.

Передние и задние углы могут определяться также в главной секущей плоскости, которая проходит через вектор \bar{V} скорости резания перпендикулярно к плоскости резания. При известных углах γ_N и α_N в нормальном к режущей кромке сечении, углы γ_c и α_c в главной секущей плоскости определяются по зависимостям

$$\operatorname{tg} \gamma_c = \frac{\operatorname{tg} \gamma_N}{\cos \lambda}$$

$$\operatorname{ctg} \alpha_c = \frac{\operatorname{ctg} \alpha_N}{\cos \lambda}$$

где λ – угол наклона режущей кромки.

По аналогичной методике анализируется геометрия смежного с исследованным зуба пилы.

Выводы

В статье определены инструментальные и статические системы координат и выведены зависимости между между инструментальными и статическими геометрическими параметрами дисковой отрезной фрезы с разнонаправленными зубьями. Определены зависимости для частных случаев заточки зубьев фрезы.

Литература

- 1 ГОСТ 2679-93 Фрезы отрезные и прорезные.
- 2 Справочник конструктора-инструментальщика. // Под. ред. В.И. Баранчикова – М.: Машиностроение, 1994, с. 268-270.
- 3 Фреза відрізна.: Пат. 62099 А України, В23С5/08 / Б.В. Лупкін, О.В. Мамлюк, Н.С. Равська, Р.П. Родін (Україна). // Бюл. №12, 2003.
- 4 ГОСТ 25762-83. Обработка резанием. Термины, определения и обозначения общих понятий.
- 5 Равская Н.С., Николаенко Т.П., Мельничук Л.С. Общая теория определения геометрических параметров инструмента./ Надійність інструменту та оптимізація технічних систем. Збірник наукових праць ДДМА, Вип. 14, Краматорськ, 2003. – с. 3-11.

УДК 658.52.011

Єнікєєв О.Ф., Суботін О.В., Яровий Р.О.
ХАЗТ, м. Харків, ДДМА, м. Краматорськ Україна

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМИ СТАБІЛІЗАЦІЇ ШВИДКОСТІ ОБЕРТАННЯ КРУГА

The system of stabilization of speed of rotation of a grinding circle is offered and investigated.

Вступ

Техніко-економічні показники технологічного процесу алмазного шліфування можна підвищити шляхом використання у контурі програмного управління верстатом систем автоматизації.

Аналіз досліджень та публікацій по проблемі

Питанням розробки вказаних систем надається увага в технічній літературі [1-3]. Актуальність цієї науково-технічної проблеми зумовлена тим, що вона не вирішена у повному обсязі.

Ціллю роботи є розробка математичної моделі технологічного процесу алмазного шліфування та її аналіз.

Методика роботи

Вихідним сигналом узагальненої математичної моделі технологічного процесу алмазного шліфування є девіації швидкості обертання круга [4]. Цей технологічний параметр шліфувального верстата доступний для вимірів й оцінювання системою автоматизації. Функціонально привод обертання шліфувального круга складається з наступних модулів: вал із встановленим на ньому шліфувальним кругом, на який діє сила різання заготівлі; приводний двигун постійного струму з тиристорним випрямлячем.

Динамічні характеристики привода обертання шліфувального круга залежать від двигуна. Робота двигуна постійного струму в перехідних режимах описується наступною системою інтегро-диференціальних рівнянь

$$\left. \begin{aligned} U_y &= c_e \Omega + R_a I_a + L \frac{dI_a}{dt} \\ J \frac{d\Omega}{dt} &= M_{ep} - M_n \\ \varphi &= \int \Omega dt \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де c_e – коефіцієнт противно-ЕРС; $R_{\text{я}}$ – активний опір якоря; L – індуктивність обмотки якоря; $M_{\text{ер}}$ – обертаючий момент двигуна; $M_{\text{н}} = M_{\text{см}}$ при постійній складовій статичного навантаження.

В операторній формі при нульових початкових умовах рівняння (1) руху двигуна набувають такий вид

$$\left. \begin{aligned} U_y &= c_e \Omega + I_{\text{я}}(R_{\text{я}} + pL) \\ Jp\Omega &= c_m I_{\text{я}} - M_{\text{н}} \\ p\varphi &= \Omega \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

У системі рівнянь (2) враховане те, що $M_{\text{ер}} = c_m I_{\text{я}}$, де C_m – коефіцієнт моменту. Вирішуючи спільно систему рівнянь (2) маємо

$$\frac{U_y}{c_e} = \frac{JR_{\text{я}}L}{c_e c_m R_{\text{я}}} p^2 \Omega + \frac{JR_{\text{я}}}{c_e c_m} p \Omega + \Omega - \frac{R_{\text{я}}}{c_e c_m} \left(1 + \frac{L}{R_{\text{я}}} p \right) M_{\text{н}},$$

або

$$k_{\text{д}} U_y = (T_{\text{э}} T_m p^2 + T_m p + 1) \Omega - \frac{M_{\text{н}}}{F_i} (T_{\text{э}} p + 1), \quad (3)$$

де $T_{\text{э}} = L/R_{\text{я}}$ – електромагнітна постійна часу, яка характеризує швидкість наростання моменту в загальмованому двигуні; $T_m = JR_{\text{я}}/(c_{\text{э}} c_m)$ – механічна постійна часу, яка характеризує наростання швидкості й обумовлена механічними параметрами двигуна; $F_i = c_{\text{э}} c_m / R_{\text{я}}$ – коефіцієнт демпфірування, який визначає нахил механічної характеристики двигуна.

Передатну функцію (ПФ) двигуна постійного струму по управляючому впливу одержимо з виразу (3), маючи на увазі таке $M_{\text{н}} = 0$

$$H_1(p) = \frac{\Omega}{U_y} = \frac{k_{\text{д}}}{T_{\text{э}} T_m p^2 + T_m p + 1}. \quad (4)$$

Пошук полюсів операторного рівняння (4) дозволяє представити ПФ двигуна постійного струму по управляючому впливу у виді послідовного з'єднання елементарних ланок

$$H_1(p) = \frac{k_{\text{д}}}{(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)}. \quad (5)$$

ПФ двигуна постійного струму по збурюючому впливу одержимо з операторного рівняння (3), задаючи $U_y = 0$

$$H_2(p) = \frac{\frac{1}{F_i} (T_{\text{э}} p + 1)}{T_{\text{э}} T_m p^2 + T_m p + 1}. \quad (6)$$

Пошук полюсів виразу (6) дозволяє представити ПФ двигуна по збурюючому впливу у виді послідовного з'єднання елементарних ланок

$$H_2(p) = \frac{\frac{1}{F_i} (T_{\text{э}} p + 1)}{(T_3 p + 1)(T_4 p + 1)}. \quad (7)$$

Операторні рівняння (5) й (7) описують динаміку роботи приводу. З їхнього аналізу випливає, що для одержання інформаційного сигналу нерівномірності потрібно стабілізувати середню швидкість обертання вала двигуна. У цьому випадку девіації швидкості обертання шліфувального круга будуть описувати фізичні процеси, які протікають у технологічній системі.

Вирішення поставленої задачі

В основу побудови системи стабілізації швидкості обертання вала двигуна постійного струму покладено принцип управління по відхиленню. Слідкуюча система для підвищення стабільності вихідного сигналові має два незалежних контури регулювання - по струму, який споживається обмоткою збудження та по швидкості обертання вихідного вала двигуна. Структурна схема такої системи для верстата моделі 3В624 наведена на рис. 1. Виконаємо аналіз роботи системи з метою одержання її передатної функції. Тиристорний випрямляч з датчиком струму утворюють контур регулювання двигуна по струму обмотки збудження. Передатна функція контуру регулювання двигуна по струму має наступний вид

$$H_4(p) = \frac{K_\delta}{p(T_m p + 1)(T_5 p + 1)(T_6 p + 1)(T_7 p + 1)(T_8 p + 1)} \quad (8)$$

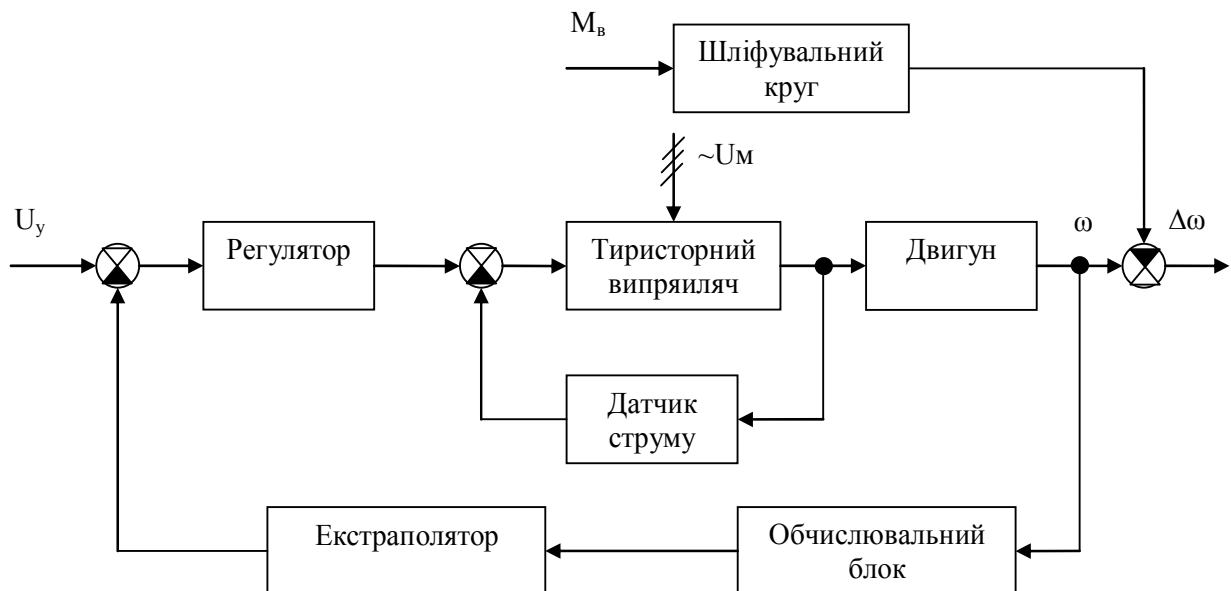


Рисунок 1 – Структурна схема привода обертання шліфувального круга

Обчислювальний блок може бути представлений як деякий імпульсний динамічний пристрій - цифровий фільтр. Найбільш загальний випадок представлення передатної функції обчислювального блоку має місце, коли

$m=1, n=0, b_0=\tau_r^{-1}$ і $b_1=-\tau_r^{-1}$. У цьому випадку вираз передатної функції набуває такий вид

$$H_5(p) = \frac{1}{\tau_r} (1 - e^{-p\tau_r}). \quad (9)$$

ЦАП у розглянутому випадку перетворює імпульсний сигнал в аналоговий. Імпульсна передатна функція такого пристрою є реакцією при нульових початкових умовах на дельта-функцію одиничної площини

$$h_6(t) = I(t) - I(t - t_r). \quad (10)$$

З роботи [5] відомо, що

$$H_6(p) = L[h_6(t)].$$

Тоді з урахуванням виразу (10) маємо

$$H_6(p) = \frac{1}{p} - \frac{1}{p} e^{-p\tau_r} = \frac{1 - e^{-p\tau_r}}{p}. \quad (11)$$

Негативний зворотний зв'язок по швидкості обертання вихідного вала двигуна охоплює усі функціональні блоки системи. Передатна функція розімкнутої системи регулювання має такий вигляд

$$H_7(p) = \frac{k_d (1 - e^{-p\tau_r})^2}{\tau_r p \prod_{k=5}^{10} (T_k p + 1)}. \quad (12)$$

Операторне рівняння (12) досліджено за допомогою пакета *Matlab*. Із аналізу ЛАЧХ та ЛФЧХ виходить, що при заданих параметрах розімкнутої система не стійка. Отже, потрібно скорегувати її ЛАФЧХ в області середніх частот. Уведемо до складу слідкуючої системи коригувальний пристрій, який утворено послідовним з'єднанням двох елементарних ланок з наступною передатною функцією

$$H_8(p) = (T_{11}p + 1)^2 = \left[\frac{Tp(T_{11}p + 1)}{Tp} \right]^2. \quad (13)$$

З урахуванням коригувального пристрою передатна функція розімкнутої системи набуває такий вид

$$H_7(p) = \frac{k_d (1 - e^{-p\tau_r})^2 (T_{11}p + 1)}{\tau_r p (T_5 p + 1)(T_6 p + 1)(T_7 p + 1)(T_8 p + 1)(T_9 p + 1)}. \quad (14)$$

Передатна функція замкнутої системи з обліком операторного рівняння (14) виходить у наступному вигляді

$$H_g(p) = \frac{k_o(1 - e^{-p\tau_r})^2(T_{11}p + 1)}{k_o(1 - e^{-p\tau_r})^2(T_{11}p + 1) + \tau_r p(T_5p + 1)(T_6p + 1)\prod_{k=8}^{10}(T_kp + 1)}. \quad (15)$$

Передатна функція помилки по керуючому впливу для системи з одиничним негативним зворотним зв'язком описується таким рівнянням

$$G_l(p) = \frac{1}{1 + H_g(p)} = \frac{\tau_r p(T_5p + 1)(T_6p + 1)\prod_{k=8}^{10}(T_kp + 1)}{k_o(1 - e^{-p\tau_r})^2(T_{11}p + 1) + \tau_r p(T_5p + 1)(T_6p + 1)\prod_{k=8}^{10}(T_kp + 1)}. \quad (16)$$

Із отриманого виразу видно, що досліджувана система є аститичною. Відомо, що подібні системи мають коефіцієнт позиційної помилки рівний нулю. Значення коефіцієнтів помилок системи виходять шляхом розподілу чисельника операторного виразу (16) на його знаменник. Оскільки система забезпечує рух привода з постійною кутовою швидкістю обертання, то коефіцієнт її помилки від прискорення також дорівнює нулю. Таким чином, швидкісна помилка системи описується таким виразом

$$\delta = c_l \Omega_0, \quad (17)$$

де c_l - коефіцієнт швидкісної помилки системи, Ω_0 - середня швидкість обертання шліфувального круга.

Швидкісна помилка системи оцінена також експериментальним шляхом. Відсутність збурюючого впливу у розглянутій системі імітувалося холостим ходом привода обертання шліфувального круга. Сигнал швидкості обертання шліфувального круга фіксувався фотоелектричним перетворювачем фірми HEIDENHAIN типу ROD -428 та частотоміром ЧЗ-32. Ентропійний інтервал невизначеності вимірів з багаторазовими спостереженнями швидкості обертання шліфувального круга склав $d = 0,0051$. Отримане значення ентропійного інтервалу невизначеності погодиться з результатами розрахунку швидкісної помилки системи, які виконано з застосуванням формули (17). Таке значення інтервалу невизначеності робить коректним наступний висновок: джерелом девіацій швидкості обертання привода є збурюючий момент, який у свою чергу обумовлен силами різання матеріалу заготівлі.

ПФ двигуна постійного струму по збурюючому впливу одержимо у такому виді

$$H_{10}(p) = H_4(p)H_2(p) = \frac{\frac{k_n}{F_i} T_7 p (T_3 p + 1)}{(T_5 p + 1)(T_6 p + 1)(T_8 p + 1)(T_9 p + 1)}. \quad (18)$$

Операторне рівняння (18) досліджено за допомогою пакета *Matlab*. З обліком ЛАЧХ і ЛФЧХ дискретний частотний спектр девіацій швидкості обертання шліфувального круга та спектр сили різання матеріалу заготовлі пов'язані таким виразом

$$\Delta\omega(\Omega) = L_5(\Omega) e^{j\varphi_5(\Omega)} F(\Omega).$$

Висновки

1. Розроблена математична модель технологічного процесу алмазного шліфування.
2. Моделювання системи управління процесом алмазного шліфування за допомогою пакета *Matlab* та експериментальне дослідження швидкісної помилки системи доводять, що застосування у складі системи запропонованого пристрою підвищує його техніко-економічні показники.

Література

- 1 Матюха П.Г. Алмазное шлифование с управлением параметрами рабочей поверхности круга // Резание и инструмент. - Донецк: ДонГТУ. – 1993. - Вып. 48, с. 33-35.
- 2 Полтавец В.В. Себестоимость шлифования с управляющими воздействиями на РПК // Резание и инструмент. - Донецк: ДонГТУ. - 1999, с. 53-60.
- 3 Новоселов Ю.К., Братан С.М., Крылов И.В. Стратегия управления операцией шлифования в автоматизированном производстве// Резание и инструмент. - Донецк: ДонГТУ. - 2001, с. 25-31.
- 4 Еникеев А.Ф. Оптимальное управление технологическим процессом алмазного шлифования. – Краматорск: ДГМА, 2001. – 160 с.

РАЗДЕЛ 2

Качество и надежность металлорежущего оборудования

УДК 612.9

Мельник М.С.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРИВОДА ПОПЕРЕЧНОЙ ПОДАЧИ ТЯЖЕЛОГО ТОКАРНОГО СТАНКА С АДАПТИВНОЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ ТОЧНОСТЬЮ

In work the basic features of heavy lathes from the point of view of dynamics are considered. Construction of nonlinear dynamic model of a drive of cross-section submission of a heavy lathe with an adaptive control system is executed. The way of the decision of this model with application of modern software packages of dynamic modelling is considered.

В [1] была предложена система адаптивного управления точностью продольного перемещения суппорта тяжелого токарного станка с базированием по лазерному лучу. Эта система с точки зрения динамики систем автоматического управления представляет собой сложное соединение двух следящих систем с большим количеством параметров, задаваемых при конструировании. Определенные сочетания этих параметров могут привести к потере устойчивости или к переходному процессу неудовлетворительного качества при сохранении устойчивости. Это обстоятельство создает необходимость построения динамической модели для данной системы, которую в дальнейшем можно будет использовать для анализа устойчивости и параметрической оптимизации по динамической точности, быстрдействию и качеству переходного процесса.

Как известно, задачи многопараметрической многокритериальной оптимизации практически могут решаться только с применением циклических численных методов на современных ЭВМ. Соответственно разрабатываемая динамическая модель должна быть оптимизирована для решения в современных математических программных пакетах, например в среде Matlab с пакетом динамического моделирования Simulink.

Целью данной работы является построение динамической модели, отвечающей указанным требованиям.

Построению и исследованию динамических моделей станков и систем автоматического управления посвящено большое количество теоретических и прикладных работ. Основополагающими в этой области

являются теория автоматического управления, разработанная А.А.Ляпуновым, работы Б.П.Попова, О.П.Михайлова, Найквиста и др. В области динамики металлорежущих станков следует отметить труды В.А.Кудинова, Б.П.Попова, М.Л.Орликова и др. [3 – 6]. Все классические работы объединяет то, что они ориентированы на аналитические методы решения, в связи с чем их авторы прибегали к различным упрощениям, часто жертвуя качеством модели. Основным приемом упрощением является линеаризация нелинейных дифференциальных уравнений, причем, принято считать, что основные физические процессы в металлорежущих станках могут быть с приемлемой точностью описаны линейными дифференциальными уравнениями. Такие математические модели достаточно легко поддаются аналитическому решению и анализу с применением операционного исчисления. При введении в модель каких либо нелинейностей, объем вычислений резко возрастает, что делает такие модели неэффективными в практическом применении.

С другой стороны, возрастающие требования к точности расчетов сложных систем делают недопустимым абстрагирование от нелинейных элементов и процессов, особенно для тяжелых станков, что будет показано ниже. Выходом может быть применение численных методов с автоматизированным расчетом, что до определенных пределов снимает ограничения на сложность и порядок нелинейности математической модели. Дополнительным преимуществом численного моделирования на ЭВМ является то, что отпадает необходимость применения операционного исчисления, динамическая модель может быть построена, решена и проанализирована непосредственно в виде системы дифференциальных уравнений.

В приводе подач металлорежущих станков можно выделить следующие существенно нелинейные процессы, которые необходимо учесть при решении поставленной задачи: процессы сухого и смешанного трения в направляющих, процессы трения качения в подшипниках и шариковой винтовой паре в условиях предварительного натяга, контактные деформации в парах качения. Основной особенностью решаемой задачи является то, что модель строится для режимов чистовой обработки под управлением системы ЧПУ, для которых характерны предельно малые скорости рабочих перемещений, при которых направляющие работают фактически в режиме сухого трения, а вязкое сопротивление практически отсутствует. Кроме того при обработке сложного криволинейного контура по программе, силы инерции в приводе при резком изменении направления движения инструмента, например при обходе по ломанной, могут в несколько раз превышать силы резания

Ниже выделены некоторые существенные особенности тяжелых токарных станков, в силу которых применение хорошо отработанных и

оправдавших себя динамических моделей легких станков к исследованию тяжелых станков становится некорректным.

1. Конструктивные особенности суппортной группы тяжелых токарных станков. В современных тяжелых токарных станках преимущественно используют суппорта ламельной конструкции, в которых салазки поперечной подачи представляют собой массивный монолитный узел с установленным на нем режущим инструментом. Такие салазки целесообразно рассматривать как одно твердое тело, в отличие от суппорта легких станков, в которых верхнюю часть суппорта обычно представляют в виде системы из двух или даже трех масс (резцедержка, верхние поворотные салазки и нижние салазки поперечного перемещения) с соответствующим количеством упругих связей и демпфирующих элементов.

2. Использование в качестве тягового механизма привода поперечной подачи несамотормозящейся передачи – шариковой винтовой пары, что делает возможным передачу усилия от режущего инструмента к двигателю поперечной подачи. В принципе использование шариковой винтовой пары характерно и для легких станков, оснащенных системой ЧПУ, однако для тяжелых токарных станков характерна конструктивная особенность – применение дуплексированных опор винта со значительным предварительным натягом, что принципиально изменяет схему приложения моментов от сил трения в опорах и в гайке. В легких станках такую схему применяют только в приводе продольной подачи.

3. Соотношение сил резания и сил трения в направляющих для чистовых операций. В легких станках на чистовых режимах сила трения в направляющих поперечной подачи и составляющая силы резания P_y соизмеримы и в большинстве случаев (кроме тонкого и алмазного точения) $P_y > F_{тр}$. В тяжелых станках ситуация иная. Режимы резания при чистовом точении определяются требованиями к шероховатости и точности обработанной поверхности и для легких и тяжелых станков практически совпадают, следовательно, совпадают и значения сил резания. Но силы трения в тяжелых станках, определяемые весом подвижных узлов, превосходят силы трения в направляющих легких станков, а значит и силы резания при чистовом точении в 10...15 раз. Эта особенность значительно снижает влияние на силу трения составляющих силы резания P_z и P_x , и обуславливает доминирующее влияние на динамические процессы в приводе подач силы трения в направляющих по сравнению с силами резания.

4. Деформации заготовки от сил резания на чистовых режимах в виду высокой жесткости изделий, обрабатываемых на тяжелых станках, значительно меньше деформаций элементов суппорта, в частности привода поперечной подачи, от сил инерции при разгоне/торможении и сил трения в направляющих и в передачах.

При классическом подходе [3], [4] в дифференциальных уравнениях движения подвижных элементов присутствует только составляющая вязкого сопротивления, а влияние сухого трения учитывается соответствующим увеличением коэффициента вязкого трения, в результате уравнение становится линейным. Однако, как отмечается в тех же источниках, такой прием допустим только для частного случая – гармонических колебаний системы на резонансной частоте. Для рассматриваемого случая такое упрощение не допустимо, тем более что для малых скоростей подачи сила вязкого сопротивления пренебрежимо мала по сравнению с силой сухого трения.

С другой стороны малая скорость подачи позволяет сделать иное упрощение. Для типовых конструкций направляющих смешанного трения значение критической скорости соизмеримо со скоростью ускоренных перемещений, что значительно больше скорости чистой подачи, следовательно силу трения в направляющих на чистовых режимах можно считать независимой от скорости и равной силе трения покоя. Следует учесть еще одну особенность процесса трения. При движении сила трения зависит от коэффициента трения и нормальной нагрузки, а в состоянии покоя, когда равнодействующая внешних сил меньше максимальной силы трения, вычисленной как произведение нормальной нагрузки на коэффициент трения покоя, сила трения равна равнодействующей внешних сил в плоскости направляющих. Таким образом, математическая модель процесса трения должна быть задана алгоритмически. Например:

$$\text{при } \sum \bar{P}_i > f_{mp} \cdot N \quad F_{mp} = f_{mp} \cdot N \cdot \text{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right)$$

$$\text{при } \sum \bar{P}_i \leq f_{mp} \cdot N \quad F_{mp} = -\sum \bar{P}_i$$

где $\sum \bar{P}_i$ – равнодействующая внешних сил;

F_{mp} – сила трения;

f_{mp} – коэффициент трения покоя;

N – нормальная нагрузка;

x – координата в направлении перемещения.

В дальнейшем для краткости изложения будем приводить только случай движения, подразумевая при этом, что компьютерная модель будет учитывать оба случая. В пакете Simulink есть готовый, очень удобный для этой цели элемент с насыщением, позволяющий автоматически учесть переход от состояния покоя к движению.

Процесс построения динамической модели включает четыре этапа:

1. Построение структурной модели.
2. Выделение элементарных звеньев.
3. Запись уравнений для каждого элемента, описывающих соответствующие физические процессы.
4. Объединение полученных уравнений в систему.

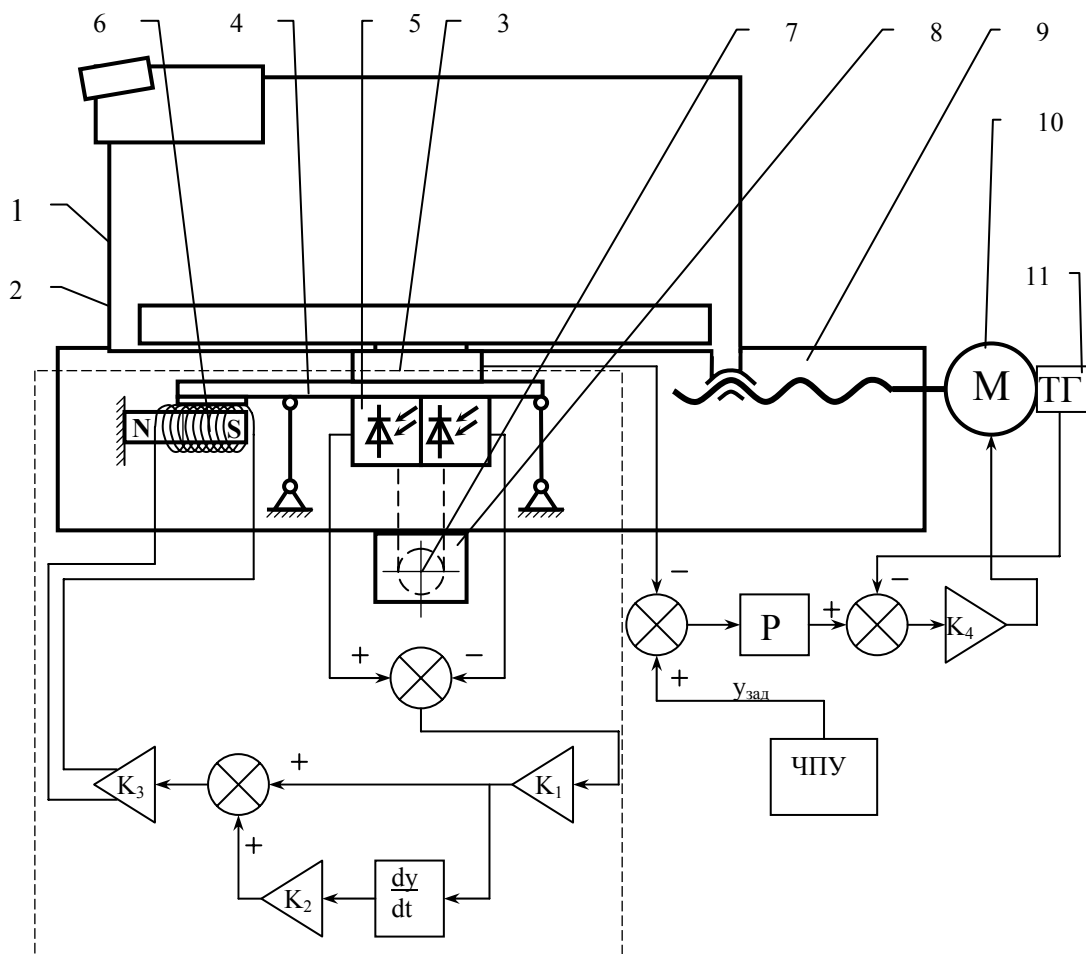


Рисунок 1 – Структурная схема привода поперечной подачи с системой адаптивного управления

Общая структурная схема системы изображена на рис.1. Штрихпунктирной линией выделены элементы, относящиеся к измерительному следящему приводу адаптивной системы управления. На схеме приняты следующие обозначения:

1. Салазки суппорта.
2. Линейка оптического линейного измерительного преобразователя обратной связи по положению системы ЧПУ (закреплена на салазках 1).
3. Считывающая головка линейного измерительного преобразователя (закреплена на ползуне измерительного линейного двигателя 4).
4. Ползун линейного двигателя измерительного следящего привода (установлен на каретке суппорта с возможностью перемещения в направлении поперечной подачи).
5. Дифференциальный фотоэлектрический датчик (установлен на ползуне 4).
6. Линейного двигателя измерительного следящего привода (статор закреплен на каретке суппорта 9).
7. Оптическая ось лазерного луча, используемая как измерительная база.
8. Полупрозрачное зеркало, установленное под углом 45° к оси луча.

9. Каретка суппорта.

10. Двигатель привода поперечной подачи

11. Тахогенератор обратной связи по скорости привода поперечной подачи.

Из схемы видно, что система образована механической и электрической частями, при этом электрическая часть представлена в виде четко определенных функциональных элементов, в то время как структурный состав механической части не очевиден. Поэтому следует рассмотреть эту часть подробнее. Расчетная схема механической части представлена на рис. 2.

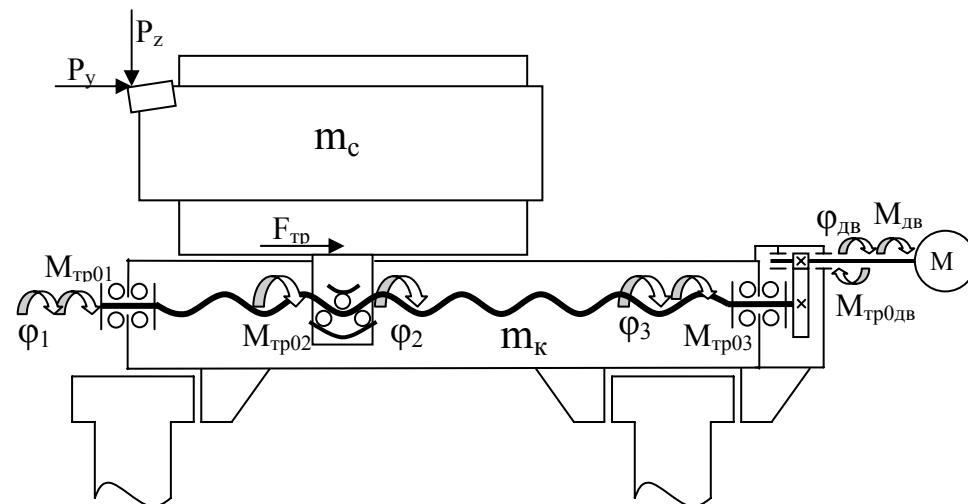


Рисунок 2 – Расчетная схема механической части

Динамические модели механических систем обычно представляют в виде системы дифференциальных уравнений движения отдельных массовых элементов, принятых как абсолютно твердые тела. На рис. 2 можно выделить следующие сосредоточенные массы, которые можно считать абсолютно твердыми телами: салазки 1, каретку 9, ротор двигателя 10. Несколько сложнее обстоит дело с ходовым винтом поперечной подачи. С одной стороны, учитывая его конфигурацию, он является совокупностью упругих связей (линейных и крутильных), с другой стороны винт обладает некоторым моментом инерции, равномерно распределенным по длине.

В общем случае такой элемент следовало бы представить в виде пространственно ограниченной упругой среды, т.е. волновода с двумя типами колебаний. При строгом моделировании такие элементы могут быть описаны дифференциальным уравнением в частных производных по четырем координатам (x , y , z , ϕ). Но такая модель винта значительно усложнит общую модель и сделает проблематичным ее решение численными методами, т.к. объем вычислений будет равен четвертой степени от объема вычислений для системы дифференциальных уравнений в производных по времени.

Для преодоления этой проблемы можно представить винт в виде набора твердых тел, связанных упругими связями. Причем инерционные свойства винта можно учесть достаточно грубо, поскольку момент инерции винта обычно составляет 8...15% от приведенного момента инерции всего привода и не оказывает существенного влияния на систему в целом. Большой интерес представляют упругие свойства винта и схема приложения сил трения. Из этих соображений принято решение представить винт в виде трех вращающихся масс, связанных упругими связями. Причем каждая из этих масс нагружена моментом сил трения соответственно от левой опоры, от гайки и от правой опоры. Как отмечалось выше, винт имеет дуплексированные опоры с предварительным натягом, равным половине максимальной осевой силы, что создает значительные постоянные моменты сил трения. Как показало предварительное компьютерное моделирование, эти моменты вносят значительный вклад в нелинейность системы, чем нельзя пренебрегать.

С учетом вышеперечисленных соображений и допущений была построена структурная модель механической части привода подачи, представленная на рис. 3.

Что касается механической части измерительного следящего привода, то она представлена единственной массой, состоящей из массы ползуна 4, массы считывающей головки 3, массы датчика 5 и массы ротора линейного двигателя 6. Все перечисленные элементы жестко скреплены и могут рассматриваться как материальная точка с одной степенью свободы, нагруженная силой трения и силой тяги линейного двигателя 6. Поэтому математическая модель для этой части очевидна и не требует дополнительного графического представления.

В соответствии с разработанной структурной схемой запишем уравнения движения для каждой из семи масс исследуемой системы и уравнения, описывающие процессы в электрической части.

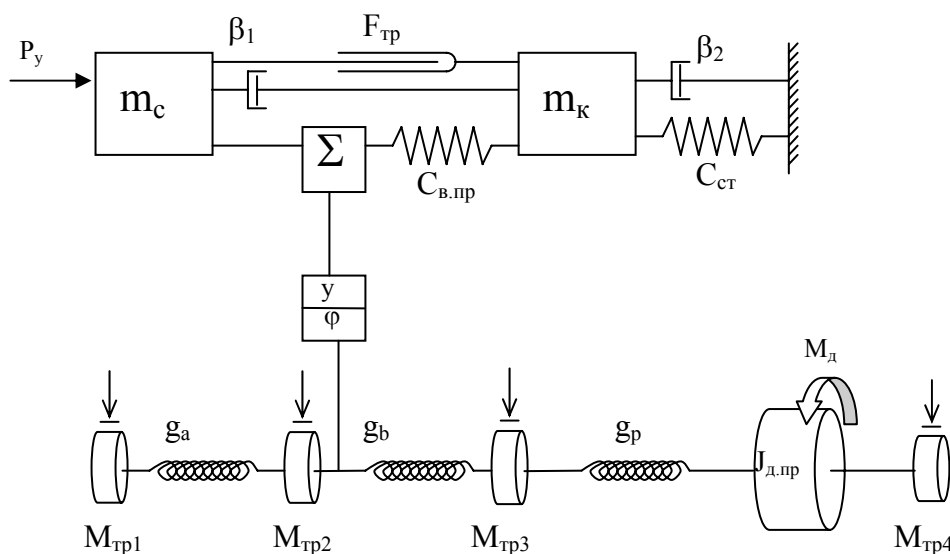


Рисунок 3 – Структурная модель механической части привода поперечной подачи

Уравнение движения для салазок будет иметь вид:

$$m_c \frac{d^2 y_c}{dt^2} + \beta_1 \frac{d(y_c - y_k)}{dt} - C_{e,np} (y_k + 2\pi\varphi_2 h - y_c) + f_{mp} (G_c + P_z) \cdot \text{sign} \left(\frac{d(y_c - y_k)}{dt} \right) = P_y \text{ где}$$

- m_c - масса салазок;
- y_c - абсолютная координата салазок в направлении поперечной подачи;
- β_1 - коэффициент вязкого трения в направляющих поперечной подачи;
- y_k - абсолютная координата каретки в направлении поперечной подачи;
- $C_{e,np}$ - коэффициент продольной жесткости винта поперечной подачи на участке от правой (по схеме) опоры до гайки;
- φ_2 - угол поворота винта в сечении под гайкой;
- h - шаг винта;
- P_y, P_z – составляющие силы резания;
- f_{mp} – коэффициент трения покоя в направляющих поперечной подачи;
- G_c – вес салазок;

Уравнение движения среднего участка винта, находящегося внутри гайки:

$$J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + M_{mp02} \cdot \text{sign} \left(\frac{d\varphi_2}{dt} \right) + \frac{h}{2\pi} \cdot c_{e,np} (y_k + 2\pi\varphi_2 h - y_c) + g_a (\varphi_2 - \varphi_1) + g_b (\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \text{ где}$$

- J_2 – момент инерции средней части винта;
- M_{mp02} – момент сил трения в паре винт-гайка от сил предварительного натяга;
- g_a, g_b – коэффициенты крутильной жесткости соответственно левого и правого (по схеме) участков винта;
- φ_1, φ_3 – углы поворота винта в сечениях соответственно под левой и правой (по схеме) опорами винта.

Уравнение движения левого участка винта:

$$J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + M_{mp01} \cdot \text{sign} \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right) + g_a (\varphi_1 - \varphi_2) = 0$$

- где J_1 – момент инерции левой части винта;
- M_{mp01} – момент сил трения в левой опоре винта от сил предварительного натяга;

Уравнение движения правого участка винта:

$$J_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} + M_{mp03} \cdot \text{sign} \left(\frac{d\varphi_3}{dt} \right) + g_b (\varphi_3 - \varphi_2) + g_p \left(\varphi_3 - \varphi_{os} \frac{z_1}{z_2} \right) = 0$$

- где J_3 – момент инерции правой части винта, включая момент инерции колеса редуктора;
- M_{mp03} – момент сил трения в правой опоре винта от сил предварительного натяга;
- z_1, z_2 – числа зубьев соответственно шестерни и колеса редуктора привода поперечной подачи.

Уравнение движения ротора двигателя:

$$J_{\text{о\textsubscript{в}}} \frac{d^2 \varphi_{\text{о\textsubscript{в}}}}{dt^2} + M_{\text{мр0\textsubscript{о\textsubscript{в}}}} \cdot \text{sign} \left(\frac{d\varphi_{\text{о\textsubscript{в}}}}{dt} \right) + g_p \left(\varphi_{\text{о\textsubscript{в}}} - \varphi_3 \frac{z_2}{z_1} \right) = M_{\text{о\textsubscript{в}}}$$

где $J_{\text{о\textsubscript{в}}}$ – момент инерции ротора двигателя, включая момент инерции шестерни и входного вала редуктора;

$M_{\text{мр0\textsubscript{о\textsubscript{в}}}}$ – момент сил трения в опорах и в коллекторе двигателя;

g_p – приведенный коэффициенты крутильной жесткости редуктора, учитывающий жесткость зубчатого зацепления, валов редуктора и мест соединения зубчатых колес с ведущим валом и с винтом;

$M_{\text{о\textsubscript{в}}}$ – крутящий момент двигателя поперечной подачи.

Крутящий момент двигателя постоянного тока по закону Ампера:

$$M_{\text{о\textsubscript{в}}} = B_1 \cdot l_1 \cdot I_{\text{я1}} \frac{D}{2}$$

где B_1 – индукция магнитного поля статора двигателя поперечной подачи;

l_1 – рабочая длина проводника обмотки якоря, сцепляющаяся с магнитным потоком статора;

$I_{\text{я1}}$ – сила тока в цепи якоря;

D – диаметр размещения проводников якорной обмотки.

Как видно, крутящий момент двигателя определяется только током якоря, т.к. остальные величины, входящие в уравнение определены конструкцией двигателя.

Дифференциальное уравнение для тока якоря двигателя привода поперечной подачи:

$$L_{\text{я1}} \frac{dI_{\text{я1}}}{dt} + K_{\text{о\textsubscript{бм1}}} \frac{d\varphi_{\text{о\textsubscript{в}}}}{dt} + R_{\text{я1}\Sigma} I_{\text{я1}} = \varepsilon_{\text{ум1}}$$

где $L_{\text{я1}}$ – индуктивность цепи якоря двигателя поперечной подачи;

$K_{\text{о\textsubscript{бм1}}}$ – обмоточный коэффициент двигателя, зависящий от конструкции двигателя и индукции возбуждения, и определяющий связь противо ЭДС якоря и скорости вращения якоря;

$R_{\text{я1}\Sigma}$ – суммарное активное сопротивление цепи якоря с учетом сопротивления подводящих проводников и внутреннего сопротивления усилителя мощности привода поперечной подачи (тиристорного преобразователя);

$\varepsilon_{\text{ум1}}$ – ЭДС усилителя мощности привода поперечной подачи.

ЭДС усилителя мощности зависит от структуры привода и в общем виде определяется выражением:

$$\varepsilon_{\text{ум1}} = K_4 \cdot f_{\text{рег}} (y_{\text{зад}} - (y_c - y_{\text{дам}})) - K_{\text{тг}} \frac{d\varphi_{\text{о\textsubscript{в}}}}{dt}$$

где K_4 – коэффициент передачи по напряжению усилителя мощности;

$f_{\text{рег}}$ – передаточная функция регулятора по рассогласованию, зависит от структурного решения в конструкции привода, и для простейших приводов имеет линейный вид.

$K_{ТГ}$ – коефіцієнт передачі тахогенератора в $в \cdot с / рад$, зависящий от конструкции тахогенератора.

$y_{зад}$ – координата салазок в направлении поперечной подачи, заданная текущей командой управляющей программы ЧПУ;

$y_{дат}$ – действительная относительная координата салазок, измеренная линейным измерительным преобразователем.

Уравнение движения каретки суппорта:

$$m_k \frac{d^2 y_k}{dt^2} + \beta_2 \frac{dy_k}{dt} + \beta_1 \frac{d(y_k - y_c)}{dt} + C_{cm} y_k + C_{в.пр} (y_k + 2\pi\varphi_2 h - y_c) + f_{мп} (G_c + P_z) \cdot \text{sign} \left(\frac{d(y_k - y_c)}{dt} \right) = 0$$

где m_k – масса каретки;

β_2 – коэффициент внутреннего вязкого трения в станине и в стыке направляющих продольной подачи;

C_{cm} – коэффициент жесткости станины в направлении поперечной подачи;

Уравнение движения ползуна линейного двигателя с датчиком:

$$m_{\Pi} \frac{d^2 y_{\Pi}}{dt^2} + \beta_{\Sigma} \frac{dy_{\Pi}}{dt} + F_{мп1} \cdot \text{sign} \frac{dy_{\Pi}}{dt} = B_2 \cdot l_2 \cdot I_{я2}$$

Где m_{Π} – суммарная масса движущихся частей измерительной следящей системы, включающая массу ползуна линейного двигателя, массу оптоэлектронного датчика и массу считывающей головки линейного измерительного преобразователя;

y_{Π} – абсолютная координата ползуна в направлении поперечной подачи;

β_{Σ} – суммарный приведенный коэффициент вязкого демпфирования, учитывающий электромагнитное демпфирование за счет активного сопротивления якорной цепи и сопротивление гидравлического демпфера (на схеме не показан, т.к. устанавливается при необходимости);

$F_{мп1}$ – суммарная сила сухого трения в подвеске ползуна и в линейном измерительном преобразователе.

B_2 – индукция магнитного поля статора линейного двигателя измерительной следящей системы;

l_2 – рабочая длина проводника обмотки якоря линейного двигателя, сцепляющаяся с магнитным потоком статора;

$I_{я2}$ – сила тока в цепи якоря линейного двигателя;

Дифференциальное уравнение для тока якоря линейного двигателя измерительной следящей системы с учетом предложенной структуры оптоэлектронной цепи обратной связи по положению:

$$L_{я2} \frac{dI_{я2}}{dt} + R_{я2\Sigma} + K_{ос2} \frac{dy_{\Pi}}{dt} = K_3 \cdot K_1 \left(K_2 \frac{dy_{\Pi}}{dt} + y_{\Pi} \right)$$

где $L_{я2}$ – индуктивность цепи якоря линейного двигателя;

$K_{об2}$ – обмоточный коэффициент двигателя, зависящий от конструкции двигателя и индукции возбуждения, и определяющий связь противо ЭДС якоря и линейной скорости перемещения ползуна;

$R_{я2\Sigma}$ – суммарное активное сопротивление цепи якоря с учетом сопротивления подводных проводников и внутреннего сопротивления усилителя мощности измерительной следящей системы;

K_1 – коэффициент передачи дифференциального фотоэлектрического датчика в мВ/мкм с учетом коэффициента усиления предварительного усилителя. В общем случае передаточная функция датчика имеет сложный нелинейный вид и подробно рассмотрена в [2], но как показано в том же источнике, рабочей областью датчика является линейный участок характеристики, протяженность которого значительно превышает необходимое перемещение. Поэтому передаточную функцию можно считать линейной с погрешностью менее одного процента.

K_2 – коэффициент передачи корректирующей цепи.

K_3 – коэффициент передачи по напряжению усилителя мощности измерительной следящей системы.

Дальнейшими этапами исследования является проверка адекватности модели, которая проводилась с использованием критерия Фишера, по экспериментальным данным, полученным на экспериментальной установке для переходного процесса при ударном воздействии на станину, и подтвердила адекватность модели. Описание экспериментальных исследований, а также применение модели для решения указанных выше задач, выходит за рамки данной статьи и является темой дальнейших исследований.

Литература

- 1 Ковалев В.Д., Бабин О.Ф., Мельник М.С. Адаптивное управление точностью тяжелых токарных станков Новые материалы и технологии в металлургии и машиностроении. - Вып.2.- Запорожье. - 2001.- С.108-110.
- 2 Мельник М.С. Математическая модель взаимодействия дифференциального фотоприемника с лучем лазера в адаптивной системе управления Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. – Вип.16.- Краматорськ-Київ. - 2004. - С. 166-174.
- 3 В.А. Кудинов. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967 – 359с.
- 4 Орликов М.Л. Динамика станков. – 2-е изд. перераб. и доп. – К.: Выща шк., 1989 – 272с.
- 5 Математичне моделювання технічних систем/А.В. Усов, Л.І. Плотнікова, В.О. Вайсмон. – К.: Техніка, 1995 – 328с.
- 6 Б.П.Попов. Теория линейных систем автоматического регулирования и управления. – М.: Машиностроение, 1986. – 386с.
- 7 Лебедев А.М. , Орлова Р.Т. , Пальцев А.В. Следящие электроприводы станков с ЧПУ." М. , "Энергоатомиздат" , 1988

УДК 621.9.015:589.35

Роганов Л.Л., Абрамова Л.Н., Роганов М.Л.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ЦИЛИНДРЫ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ГИДРОФИЦИРОВАННОМ ОБОРУДОВАНИИ

Constructive schemes of power hydraulic cylinders are brought for different technological, including metal-working tools and blacksmith-press of machines

Объемный гидравлический привод широко применяется в технологическом оборудовании, к которому можно отнести металлорежущие станки (МС) и кузнечнопрессовое оборудование (КПО). Его преимущества по сравнению с другими типами приводов очевидны: плавность и равномерность движения рабочих органов; возможность получения больших передаточных отношений; возможность бесступенчатого регулирования скоростей в широком диапазоне; простота преобразования вращательного движения в возвратно – поступательное и возвратно – поворотное; малый момент инерции, обеспечивающий быстрое реверсирование; легкость стандартизации и унификации основных элементов; небольшие габаритные размеры и масса гидрооборудования; высокий КПД; мгновенность передачи командных импульсов; простота предохранительных устройств и их высокая надежность; легкость управления и регулирования; самосмазываемость гидрооборудования рабочей жидкостью; возможность получения больших сил и скоростей.

Одним из основных и наиболее распространенных элементов объемного гидропривода станков и кузнечнопрессовых машин является силовой гидроцилиндр, позволяющий без кинематических преобразований получить прямолинейное движение [1]. Конструкции гидроцилиндров отличаются простотой и компактностью и тесно взаимосвязаны с рабочими органами машин и механизмов.

Несмотря на наличие серийного производства унифицированных и типизированных силовых гидроцилиндров и технологические сложности их изготовления, нередко разработчики гидроприводов для МС и КПО занимаются проектированием новых конструкций силовых гидроцилиндров, в целях повышения технико – экономических показателей своей продукции.

При проектировании МС чаще применяют отработанные, серийно выпускаемые гидроцилиндры. В Украине силовые гидроцилиндры

выпускаются отдельными заводами для собственного производства, серийного выпуска гидроцилиндров нет.

В России изготовителем силовых гидроцилиндров на рабочее давление до 25 МПа для технологического оборудования является ОАО “Агрегатный завод” г. Людиново Калужской области, ЗАО “Гидросила” г. Люберцы Московской обл., “Елецкий завод тракторных гидроагрегатов” г. Елец и ряд других предприятий [2].

Номенклатура серийно выпускаемых силовых гидроцилиндров в промышленно развитых странах мира огромна [3]. Только в Европе более 120 фирм изготавливают различные силовые гидроцилиндры с поршнем диаметром от 8 до 1500 мм, работающие при давлении рабочей жидкости от 1 до 600 МПа [4].

Дешевые в производстве силовые гидроцилиндры серии CYL [5] выпускает фирма Energy Mig., Inc.(США). Гидроцилиндры имеют диаметр поршня от 37,5 до 175 мм и работают при давлении рабочей жидкости 17,5 МПа. По заказам потребителей фирма поставляет гидроцилиндры с требуемыми диаметрами поршня и штока, способом крепления гидроцилиндра и т.д.

Технологичны в производстве и отличаются уменьшенными габаритными размерами и массой силовые гидроцилиндры [6] фирмы НЕВ Hydraylik – Elementebau GmbH (Германия) на давление рабочей жидкости до 40 МПа. В корпус гидроцилиндра встроены датчики приближения поршня к заданной позиции (датчики положения поршня относительно корпуса), а на направляющем стержне снаружи корпуса гидроцилиндра установлен конечный переключатель четырехходового электромагнитного распределителя с фиксацией его в произвольной точке вдоль стержня.

Простой по конструкции силовой гидроцилиндр марки Тур 51 [7] отличается высокой надежностью и удобством в техническом обслуживании. Уплотнение штока легко заменяется в случае необходимости без демонтажа гидроцилиндра.

Надежные в работе силовые гидроцилиндры серии КСН [8] в зависимости от типа рабочей жидкости и номинального давления – 26, 28, 34 МПа – имеют различные по конструкции и материалам узлы уплотнений подвижных соединений и опорно–направляющие втулки штока и поршня.

Фирма Vickers, Inc. (США) выпускает силовые гидроцилиндры [9] на давление 21 МПа с высокими эксплуатационными характеристиками. Для герметизации подвижных соединений поршня и штока гидроцилиндра используются уплотнения из специальных материалов, способные работать в различных температурных условиях на разных рабочих жидкостях.

Запатентована конструкция штока со сменной твердой износостойкой оболочкой для силового гидроцилиндра [10].

Силовые гидроцилиндры фирмы Rander und Co. GmbH (Германия) [11] надежно работают в окружающей агрессивной среде, в том числе в среде паров морской воды. Штоки гидроцилиндров изготавливаются из высокопрочной стали, на которую напылен хромоникелевый сплав, опорно – направляющую втулку штока – из антифрикционной пластмассы, армированной тончайшими волокнами из полиэстера и пропитанной дисульфидом молибдена.

Керамическое покрытие поршней и штоков имеют силовые гидроцилиндры марки Geramaxt [12]. Их достоинством является то, что при нанесении керамического покрытия не возникает электролиза, а также разности потенциалов, приводящих к коррозии. Кроме, того керамические поверхности поршней и штоков отличаются высокой износостойкостью в подвижных соединениях гидроцилиндров.

Гидравлические силовые цилиндры фирмы Oelhydraulik Hagenbuch AG. (Германия) оснащены электромагнитными датчиками перемещения поршня [13]. Точность воспроизведения позиции поршня составляет +1 мм.

При проектировании КПО особенно при мелкосерийном и индивидуальном его производстве чаще всего применяют специальные конструкции гидроцилиндров [14]. Особый интерес представляют гидроцилиндры для КПО ударного действия. Основными функциями таких гидроцилиндров являются: аккумулярование потенциальной энергии сжатой жидкости или газа (зарядка); удержание поршня или плунжера в исходном положении при зарядке цилиндра (выстой); обеспечение движения поршня или плунжера с подвижными частями за счет расширения газа или жидкости (разгон); обеспечение минимальных потерь на дросселирование рабочего тела при движении подвижных частей; снижение возможных кавитационных явлений внутри цилиндра, особенно в конце движения; восприятие реакции от соударения подвижных частей и возможного отскока; возврат подвижных частей в исходное положение.

Эти основные функции могут выполняться отдельными устройствами, расположенными либо внутри цилиндра, либо вне его, что определяет сложность конструкции цилиндра. На рис 1 и 2 представлены основные конструктивные схемы приводных цилиндров ВМ с газовыми или гидроупругим приводом [14].

Принято деление цилиндров по следующим признакам: конструкции основного исполнительного элемента – поршневые и плунжерные; способу удержания подвижных частей в исходном положении при зарядке – торцевыми уплотнениями на поршне или плунжере, управляющими клапанами различной конструкции и расположения, механическими

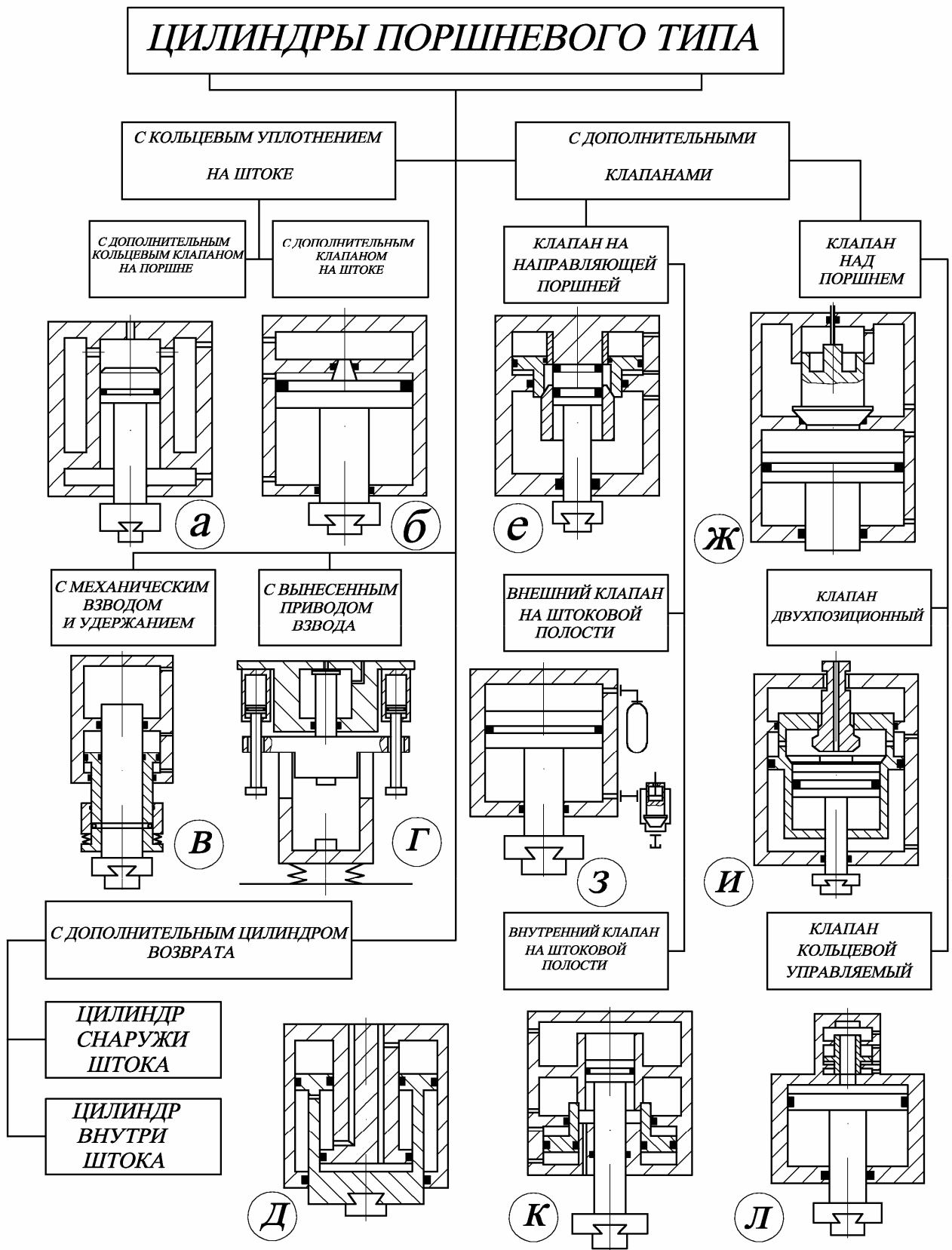


Рисунок 1 – Цилиндры поршневого типа

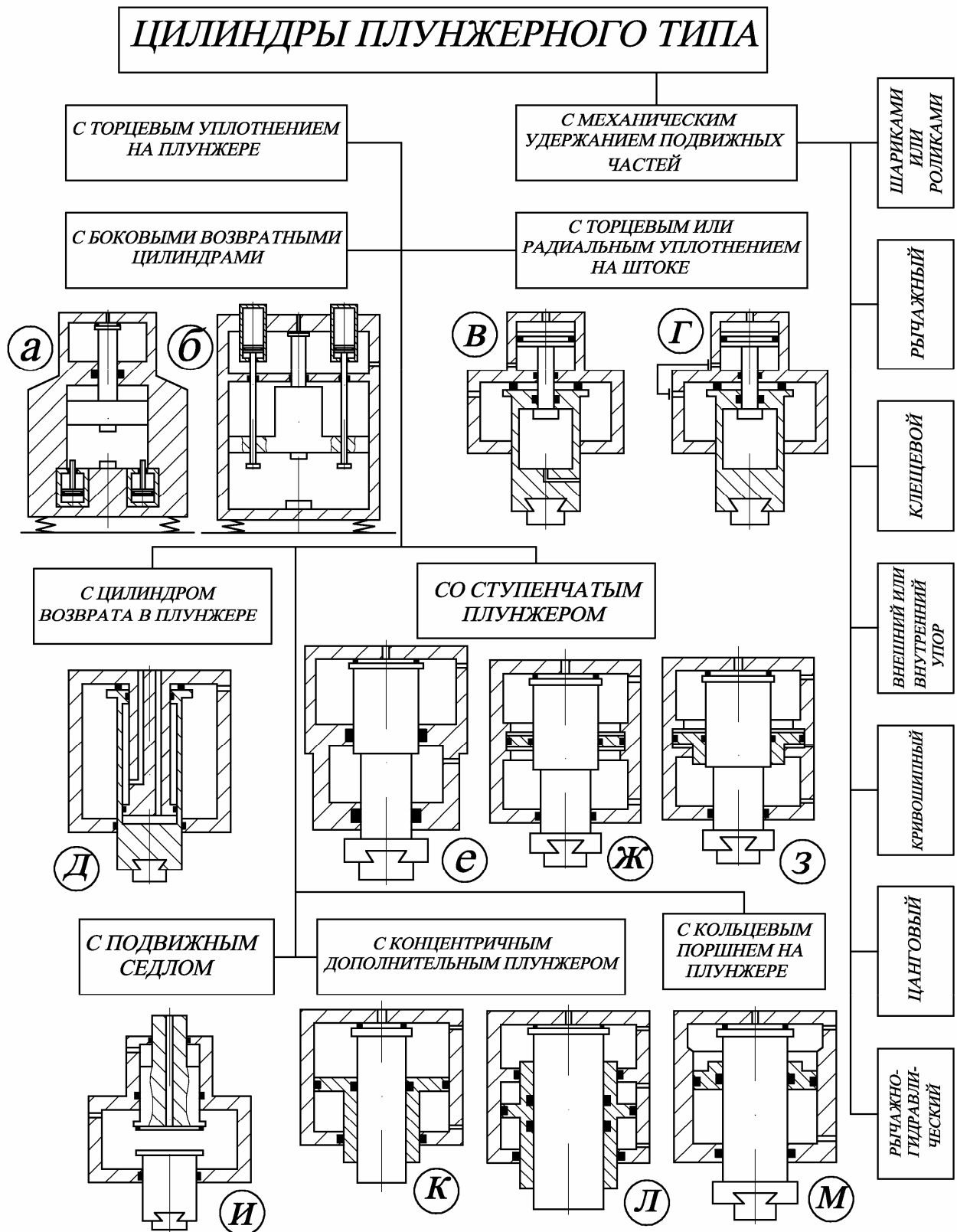


Рисунок 2 – Цилиндры плунжерного типа

фиксаторами различных исполнений; виду применяемого энергоносителя – пороха, взрывчатые вещества, взрывчатая смесь газов, нефтяное топливо, сжатый воздух, сжатая жидкость, комбинация энергоносителей; способу возврата подвижных частей в исходное положение – внутренние возвратные полости, внешние цилиндры и т.д.

Приводные цилиндры поршневого типа (рис. 1) позволяют выполнять большое количество функций и характеризуются разнообразием составных элементов. По способу удержания подвижных частей в исходном положении при зарядке аккумулятора цилиндры делятся на две группы – цилиндры с кольцевым уплотнением на штоке (рис. 1 а – д) и цилиндры с дополнительными клапанами (рис 1 е – д).

Цилиндры по схемам б, в, г, з, и, к (рис. 1) обеспечивают зарядку аккумуляторной полости подачей давления в возвратную полость.

Механизмы возврата в исходное положение выполнены в виде встроенных возвратных полостей (рис.1 а, б, в, д, е – л) и внешних цилиндров возврата (рис. 1 г).

Управляющие клапаны встраиваются все посредственно в цилиндр (рис. 1 е, ж, и, к) или размещаются в непосредственной близости от него (рис.1 е, л).

Приводные цилиндры плунжерного типа (рис.2) проще по конструкции. Выполняются с торцевым уплотнением на плунжере и с механическим удержанием подвижных частей.

Зарядка аккумуляторной полости цилиндров обеспечивается внешним источником давления по схемам а, б, в, д, е, ж, з (рис. 2).

Механизмы возврата в исходное положение вынесены по схемам а, б, и (рис. 2), встроены в цилиндр (рис. 2 в, г, д, е, ж, з, к, д, м). В цилиндрах по схемам ж, з, к, л, м (рис. 2) обеспечивается наличие некоторого давления в аккумуляторе в конце его разрядки, что исключает кавитационные явления. Начало движения подвижных частей обеспечивается подачей управляющего давления под уплотненную торцевую полость над плунжером (рис. 2 а, б, е, ж, з, и, к, л, м), отрывом плунжера от торцевого уплотнения штоками возвратных цилиндров (рис. 2 в, г) или подачей давления в дополнительную полость (рис. 2 д).

Конструкции цилиндров могут обеспечивать также подпрессовку изделия в штампе (рис. 2 б, к, л).

Большое разнообразие возможных конструктивных схем приводных цилиндров, рассмотренных выше, позволяет создавать машины и устройства для быстропротекающих процессов в различных отраслях техники, применять эти схемы для САПР таких машин.

Выводы: на основе рассмотрения известных схем можно выделить следующие тенденции развития силовых гидроцилиндров для МС и КПО:

- упрощение конструкции и технологии изготовления, снижение стоимости производства;
- уменьшение габаритных размеров, массы, металлоемкости;
- увеличение надежности и ресурса, особенно при работе с повышенным давлением рабочей жидкости;
- удобство обслуживания и ремонта;
- применение пластмасс и других неметаллических материалов для изготовления ряда деталей;
- разработка конструкций гидроцилиндров со встроенными датчиками перемещений поршня, демпфирующими и стопорными устройствами для поршня и штока, переключателями и т.д.
- повышение надежности уплотнительных устройств как основного элемента гидроцилиндров.

Освоение серийного производства новых конструкций силовых гидроцилиндров с улучшенными характеристиками способствует повышению эксплуатационных свойств гидрофицированного технологического оборудования.

Литература

- 1 Буренин В.В. Гидроцилиндры для строительных и дорожных машин// Строительные и дорожные машины. 1998. № 7. С. 34-35.
- 2 Приводы и их элементы. Рынок продукции: Каталог-справочник// А.Б. Чистяков, Б.М. Парфенов, В.К. Свешников и др.; Под ред. А.Б. Чистякова. М.: Машиностроение, 1995. 432 с.
- 3 Свешников В.К. Обзор российского рынка гидрооборудования. Гидроцилиндры// Приводная техника. 1998. № 1. С.36-40.
- 4 Produktkatalog. Olhydraulik und Pneumatik// Konstruktions Jahrbuch. 1997/1998. S. 3-18.
- 5 Welded cylinders// Hydraul. And Pneum. (USA). 1996. № 7.P. 25.
- 6 Blockzylinder mit Postionsabfrage// Konstruktion. 1995. № 11. S. 39.
- 7 Klusmeier Manfred. Hydraulik-Zylinder Typ 51 mit Wartungsvorteil// Maschine. 1998. №10. S. 34.
- 8 Sahashi Tochihiro. Hydraulic cylinders// Yuatsu to kukiatsu. J. Jap. Hydraul. And Pneum. Soc. 1996.№7. P. 842-845.
- 9 Hydraulic cylinders// Hydraul. and Pneum. (USA). 1996.№7. P. 21.
- 10 Пат. 5564327 США, МКИ F 16 J 01/00. Оpubл. 15.10.96.
- 11 Hydraulik – Zylinder Kdntra Seewasser//Produktion. 1998. №38. P.40.
- 12 Dijk R. Hydrozylinder rnit keramikbeschichteten Kolbenstanger// Olhydraul. Pneum. 1999.№4. S. 306.
- 13 Hydraulikzylinder fur Drucke bis 200 bas hat verstellbaren Positionssensor// Maschinenmarkt. 1998. №24. S. 218.
- 14 Роганов Л.Л. «Теоретические основы разработки и внедрение эффективных кузнечно-прессовых машин на базе гидроупругого привода», дисс. на соиск.уч.степени докт.техн.наук, Краматорск, 1988, с.683.

УДК 612.9

Гузенко В.С., Бабин О.Ф.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИСТИЧЕСКОЙ ЖЕСТКОСТИ ТЯЖЕЛЫХ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

The analysis of polar diagrams has shown, that rigidity at transition from model to model of lathes changes insignificantly, in spite of the fact that carrying capacity of various machine tools can differ in 3 times and if to consider rigidity on the main maximal axes than 8 % differ no more. With the purpose of increase of vibrating stability of lathes without increase in their metal consumption it is necessary to carry out optimum orientation of the main axes of rigidity or to reduce rigidity on an axis of the main minimal rigidity.

Под статической жесткостью элементов металлорежущих станков понимается способность этих элементов сопротивляться изменению относительного положения под приложенной нагрузкой. Повышение производительность металлорежущего оборудования с заданным качеством получаемых изделий непосредственно связано с жесткостью и виброустойчивостью станков. Кроме того, можно оценивать жесткость системы в целом или отдельно: жесткость обрабатываемой детали, жесткость стыков и контактов, жесткость отдельных деталей и узлов станка.

В.А.Кудинов [1], И.Тлусты [2], Г.С.Лазарев [3] рассматривают свойства узлов упругой системы (УС) станка в плоскости, перпендикулярной оси центров, т.е. рассматривают УС узлов станка как системы с фиксированными осями плоскости. При этом В.А.Кудинов для этих целей использовал метод амплитудно-фазовых частотных характеристик, И.Тлустый – частотный метод, Г.С.Лазарева – метод полярных диаграмм податливостей. В.А.Кудиновым установлено, что ориентация главных осей жесткости узла станка, определенная в статике не изменяется в динамике.

В металлообработке есть проблемы, которые не нашли еще достаточно полного решения, несмотря на всю свою актуальность. Это в первую очередь относится к устойчивости процесса резания. Многими исследованиями доказывается, что на возникающие колебания влияют такие факторы, как:

- регенерация следа вибрационной волны;
- падающая характеристика силы резания от скорости;
- силы трения стружки по передней поверхности и детали о заднюю поверхность резца;
- периодический съём с поверхности детали упрочнённого и не упрочненного слоя металла;
- периодический срыв нароста;

- изменение переднего и заднего углов режущего инструмента;
- отставание сил, действующих на резец, от его перемещения;
- параметры упругой системы станка.

Существует вполне определенный угол установки резца, при котором возможна обработка на предельных глубинах резания. Из изложенного выше следует, что наибольший возбуждающий эффект создают свойства УС станка, что следует из критерия устойчивости [3].

$$L_1 = C_{11} + C_{22} > 0$$

$$L_2 = C_{11} C_{22} - C_{12} C_{21} > 0$$

$$L_3 = (C_{11} - C_{22})^2 + 4C_{12} \cdot C_{21} > 0$$

где $C_{11} = C_1 \cos^2 \beta + C_2 \sin^2 \beta + r \cos \alpha_r$;

$$C_{12} = (C_2 - C_1) \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta$$
;

$$C_{21} = (C_2 - C_1) \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta + r \sin \alpha_r$$
;

$$C_{22} = C_1 \cdot \sin^2 \beta + C_2 \cos^2 \beta$$
;

$$\alpha_r = \operatorname{arctg} \frac{P_z}{P_y} - \text{направление результирующей силы резания};$$

$$r = \frac{10 \sqrt{P_z^2 + P_y^2}}{S \cdot \operatorname{tg} \varphi} - \text{жесткость резания н/мм}^2$$

где S – подача в мм/об; φ - главный угол в плане резца.

Откуда видно, что в критерий устойчивости, кроме жесткости резания и направления результирующей силы резания, входит параметры упругой системы станка (C_1, C_2, β).

Получить параметры УС станка на стадии проектирования станка представляет собой сложную задачу. Поэтому эти данные (C_1, C_2, β) получают экспериментально путем в лабораторных или производственных условиях непосредственно на станке.

Если известны параметры УС станка и режимы резания, то предельную глубину резания для системы резец - суппорт можно определить по зависимости:

$$t_2^* = \frac{C_1 \cdot C_2}{C_1 \cdot \sin(\alpha_r + \beta) \cdot \sin \beta + C_2 \cdot \cos(\alpha_r + \beta) \cdot \cos \beta} \cdot \frac{1}{r_i}$$

А для системы деталь - опоры:

$$t_3^* = \frac{C_1 - C_2}{r_i \cdot \cos \alpha_r} \left[\cos(\alpha_r + 2\beta) \pm \sqrt{\cos^2(\alpha_r + 2\beta) - \cos^2 \alpha_r} \right]$$

Если соотношение жесткости по главным осям сохраняется постоянным, то увеличение минимальной жесткости приводит к

повышению предельной безвибрационной глубины резания, т.е. предельная глубина резания пропорциональна минимальной жёсткости.

Увеличение максимальной жесткости не только не повышает виброустойчивость, а, наоборот, предельная глубина резания снижается. Этот факт экспериментально хорошо известен.

В процессе резания силам резания противодействуют силы упругости системы СПИД. Поэтому устойчивость процесса резания, главным образом, определяется параметрами упругой системы станка [4]. Первичным источником колебания могут быть различные нестационарные процессы в технологической системе. Если УС устойчива, эти процессы затухают, а если система не устойчива, то возбуждаются автоколебания. При этом положительная обратная связь может осуществляться силами упругости и частично результирующей силой резания. К недостаткам данного подхода следует отнести то, что в колебаниях не учитываются массы и силы диссипации. В литературе не опубликованы исследования тяжелых токарных станков методом полярных диаграмм податливости.

В связи с изложенным в работе ставилась задача провести исследования упругой системы основных узлов тяжелых станков мод 1М660, 1М665, 1М670.

Методика исследования

Диаграмма радиальной податливости, полученная экспериментально, позволяет определить направление главных осей жесткости, а также значение жесткости по этим осям. Если разность жесткости по главным осям не велика, указать направление осей жесткости затруднительно. В этом случае используют кривую ортогональной податливости. В точках, где ортогональное перемещение равно нулю, проходят главные оси жесткости узла станка.

Чтобы экспериментально построить полярные диаграммы радиальной и ортогональной податливости, необходимо узел станка нагружать в плоскости, перпендикулярной оси центров по кругу через 10-15°, при этом производить замер радикальных и ортогональных перемещений. Для проведения таких исследований были спроектированы нагрузочные и измерительные устройства.

Нагрузка создается при помощи гидродомкрата с усилием до 150000н через пружинный динамометр. Нагрузочное кольцо при исследовании системы деталь - опоры устанавливается на суппорте станка, а при исследовании системы резец-суппорт на оправку, закрепленную в центрах станка и к основанию люнета. Гидродомкрат имеет возможность перемещаться по нагружающему кольцу и устанавливаться под любым, в пределах 180°, углом относительно координатных осей станка (z и y).

Замер перемещений относительно станины производится специальным измерительным приспособлением, содержащим два

ортогонально расположенных индикатора часового типа, которые также могут устанавливаться под любым углом относительно координатных осей станка (рисунок).

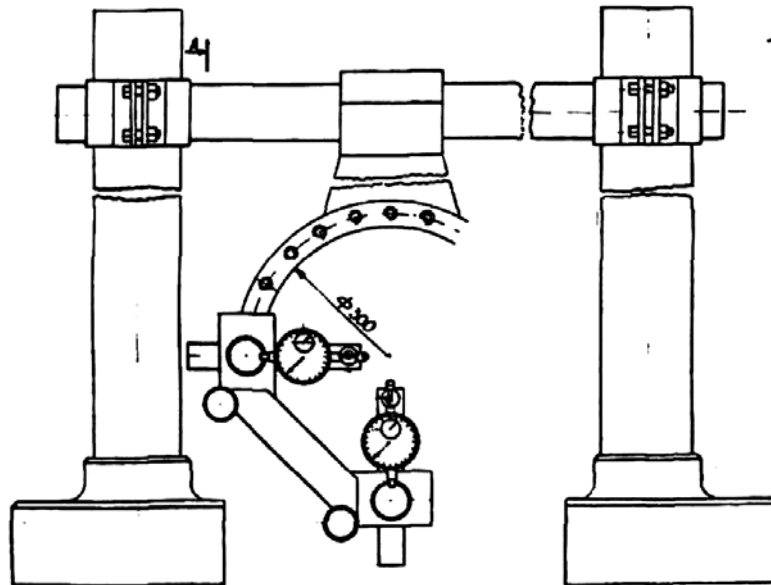


Рисунок 1 – Измерительное устройство радиальной податливости для тяжелого станка

В каждом направлении нагрузка прикладывается ступенчато через 10000н (до 50000н три раза) и на каждые 10000н определяется податливость. Находят средние, радиальные и ортогональные податливости в каждой точке. По средним значениям податливостей по точкам строят диаграммы в полярной системе координат. Из полярных диаграмм радиальной податливости находят их максимальные и минимальные значения, и определяют C_1 и C_2 . По диаграммам ортогональной податливости радиальном направлении (по оси y) под действием силы также в радиальном направлении (в направлении составляющей силы резания P_y).

Жесткость станка в значительной степени определяет интенсивность автоколебаний при точении. Чем больше жесткость станка и обрабатываемой детали, тем меньше амплитуда колебаний. Увеличение вылета резца увеличивает амплитуду колебаний. Увеличение вылета пиноли также ведет к увеличению амплитуды колебаний. С увеличением диаметра обрабатываемой детали интенсивность колебаний растет.

По экспериментально найденным значениям C_1 , C_2 , и β задаваясь значениями r и α_r , по вышеприведенным зависимостям были определены предельные глубины резания t^*_2 и t^*_3 для соответствующих узлов станка.

Полученные расчетным путем значения t^*_2 и t^*_3 сравниваются с экспериментально полученными непосредственно в процессе резания.

Исследование жесткости тяжёлых токарных станков

Исследование жесткости тяжёлых токарных станков проводилось на заводе изготовителе непосредственно после сборки станков и на заводе потребителе на станках, находившихся в эксплуатации. По средним значениям податливости на 10000н построены полярные диаграммы радиальной и ортогональной податливости по методике [3].

Из анализа полярных диаграмм радиальной податливости видно, жесткость по главным осям для системы шпиндель - опоры отличаются незначительно, и составляют от 10% до 25%.

Для системы шпиндель - опоры, поскольку жесткости по главным осям отличаются незначительно, определить направление осей жесткости по ортогональной податливости затруднительно. В общем можно сказать, что направление главных осей жесткости для всех моделей станков остается постоянным и составляет около 105° относительно оси "у" для главной оси минимальной жесткости при отсчете от резца по часовой стрелке.

Для системы шпиндель – опоры главные оси жесткости более выражены. Величина жесткости по главным направлениям отличается от 30% до 2-х раз. Здесь с повышением грузоподъемности станка жесткость увеличивается. ($1,12 \cdot 10^5$ н/мм - станок модели 1М660; $1,57 \cdot 10^5$ н/мм - станок модели 1М665; $2,45 \cdot 10^5$ н/мм - станок модели 1М670). Ориентация осей жесткости для всех моделей также остается без изменений и составляет 30° при аналогичном отсчете.

Для системы резец - суппорт ярко выражены главные оси жесткости. Жесткость по главным направлениям отличается, в большинстве случаев, в 5 раз. Здесь ортогональная податливость четко указывает на направление осей, которые составляют для всех моделей 135° .

Наиболее слабым звеном по жесткости является система резец - суппорт, а наибольшей жесткостью обладает система шпиндель - опора. Здесь величины жесткостей по главным максимальным осям жесткости незначительно. Различие имеет место, главным образом по главным осям минимальной жесткости.

Так, например для станка 1М665, для системы шпиндель - опоры имеем $C_1=1,05 \cdot 10^5$ н/мм, $C_2=1,3 \cdot 10^5$ н/мм, $\beta = 75^\circ$. По приведенной выше зависимости определяем предельную безвибрационную глубину резания $t_3^* = 5,92$ мм, без учета сил диссипации. Если C_1 уменьшить до $0,6 \cdot 10^5$ н/мм, глубина резания увеличивается до 12 мм, а при $C_1=0,5 \cdot 10^5$ н/мм - $t_3^* = 19,5$ мм, если оси жесткости конструкции повернуть до, $\beta = 45^\circ$, то предельная безвибрационная глубина будет равна 6,1 мм.

Рассмотрим систему пиноль - опоры станка мод. 1М665:

$C_1=1,18 \cdot 10^5$ н/мм, $C_2=1,57 \cdot 10^5$ н/мм, $\beta=30^0$ расчетное значение $t_3^* = 8,5$ мм. При уменьшении жесткости до $C_1=0,8 \cdot 10^5$ н/мм, тогда $t_3^* = 17$ мм, а при $C_1=0,5 \cdot 10^5$ н/мм, - $t_3^* = 23,5$ мм

Проведена экспериментальная проверка виброустойчивости бабки станка модели 1М660 (станок непосредственно после сборки). Расчетное значение $t_3^* = 11$ мм.

При точении валка весом около 20000 кг, диаметром 800 мм инструментом с геометрией: $\gamma = 10^0$, $\alpha = 8^0$, $\varphi = 45^0$, $\varphi_1 = 20^0$, $\lambda = 0$, $\rho = 1,5$ мм при резании $V = 40$ м/мин, $S = 1$ мм/об предельная глубина резания при точении на переднюю бабку равна 16 мм, а при точении на заднюю бабку = 18 мм., при этом частота колебаний системы деталь - опоры равнялась 11 Гц.

Из исследованных основных узлов станка наиболее виброустойчивой системой оказалась система резец – суппорт ($t_3^* = 18,5$ мм).

Следует отметить, что предельные глубины резания, расчетные значения и экспериментальные не совпадают из-за величин диссипации, которые не учитываются приведенными зависимостями.

Выводы

Станки непосредственно после сборки имеет меньшую жесткость, относительно станка, который находится в эксплуатации около 10 лет. Это и говорит о том, что с течением времени улучшаются поверхности сопряжения и поэтому уменьшаются контактные деформации и, после регулировок при текущем ремонте уменьшается податливость шпинделя относительно станин. Из полярных диаграмм так же следует, что жесткость при переходе от модели к модели станков изменяется незначительно, несмотря на то, что грузоподъемность, например станка 1М670 относительно станка 1М660 в три раза больше. При этом если рассматривать жесткости по главным максимальным осям отличаются не более 8%.

С целью повышения виброустойчивости токарных станков без увеличения их металлоёмкости следует осуществить оптимальную ориентацию главных осей жесткости или уменьшить жесткость по оси главной минимальной жесткости.

Литература

- 1 Кудинов В.А. Динамика станков. М., Машиностроение. 1967, 380с.
- 2 Глустый И. Автоколебания в металлорежущих станках. М., Машгиз, 1956.
- 3 Лазарев Г.С. Автоколебания при резании металлов. М., Высшая школа, 1971, 244с.
- 4 Гузенко В.С., Коткин Г.Г., Миранцов С.Л. Общие вопросы методики исследования колебаний элементов металлорежущего станка // Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем: Сборник научных статей. Краматорск: ДГМА, 1999.- С. 100-111.

УДК 612.9

Ковалев В.Д., Гаков С.А.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ОБРАБОТКИ СЛОЖНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ АДАПТИВНЫХ СИСТЕМ

In a paper the problem of a heightening of an exactitude of machining of complex surfaces is considered at the expense of application of adaptive systems. The adaptive monitoring system of a wear of the instrument is resulted.

Введение

В настоящее время существует большое количество различных методов повышения точности станков (как геометрических, так и динамических характеристик), однако наиболее высокие характеристики показывает применение адаптивных систем. Вплотную изучением вопросов связанных с применением адаптивных систем ученые начали заниматься с 60-х годов. Однако, только с середины 80-х, системы адаптивного управления нашли широкое применение в тяжелых станках, из-за специфики данного вида оборудования. С прогрессом в электронике и электромеханике стало возможным применение более быстродействующих и универсальных мехатронных систем построенных на основе бесконтактных измерительных модулей: лазерных, оптоэлектронных, индуктивных, магнитных или емкостных [1].

Адаптивные системы, как правило, применяются в станках для компенсации одного из параметров, например компенсации силы резания или износа инструмента, упругих перемещений узлов и т.п. А ведь новые требования, выдвигаемые современным производством, требуют комплексной реализации адаптивного управления процессом обработки, это особенно актуально при обработке сложных поверхностей на станках с ЧПУ. Сложнопрофильная обработка характеризуется нестационарностью параметров: параметров удаляемого припуска и сечений срезаемых стружек, текущих значений геометрических параметров режущих кромок инструмента, допустимыми в текущий момент времени критическими значениями скорости резания, подачи. Это приводит к неравномерному износу инструмента, сколам, что снижает производительность и качество обработки, может вызвать брак и создать аварийную ситуацию. Режущий инструмент является одним из основных элементов, определяющих работоспособность металлорежущего станка. При этом отказ инструмента на одной операции часто влечет за собой выход из строя инструментов на последующих операциях и во многих случаях является основной причиной

брака продукции. Наиболее простые системы контроля за износом инструмента, по времени работы малоэффективны, из-за значительных вариаций твердости и припусков заготовок и стойкости инструмента. Так же, следует отметить, что при обработке сложнопрофильных деталей концевыми фрезами удельный вес деформации фрезы в общей податливости системы велик. В местах изменения конфигурации изделия изменяется величина и направление силы резания и деформации системы СПИД многократно возрастают, процесс деформирования носит сложный характер. Все вышеперечисленные факторы влияют на точность обработки особенно на чистовых и полу чистовых операциях. А так как погрешности, вызванные как износом, так и деформациями инструмента носят сложный характер, поэтому необходимо использовать для коррекции адаптивную систему.

Основная часть

В последнее время появилось множество металлорежущих станков нетрадиционной компоновки (гексаподы, мехатронные и др.), рабочие зоны которых в процессе работы закрыты или труднодоступны для наблюдения и контроля инструмента. А ведь размерный износ инструмента является одним из определяющих факторов точностных параметров при чистовой обработке деталей [5].

Среди средств контроля состояния инструмента наиболее распространены методы косвенного контроля на основе измерения сил и моментов, возникающих на исполнительных органах станка. Такие системы, как правило, строятся на базе автономных мониторов с тензометрическими или пьезоэлектрическими датчиками, установленными в шпиндельном узле, на винте привода. Текущий контроль состояния режущего инструмента по силе резания широко применяется на станках с ЧПУ [1]. Это объясняется наличием значительного числа разнообразных динамометрических устройств, предназначенных для исследования процесса резания, и большей изученностью зависимости силы резания от износа инструмента по сравнению с зависимостями ЭДС резания, виброакустической эмиссии. Это обусловлено непосредственным влиянием изменения силы резания при нарушении работоспособности инструмента на надежность функционирования механизмов и узлов станка.

Измерение вибраций, сил резания и крутящего момента в настоящее время реализовано практически во всех современных конструкциях станков. При этом используется следующая зависимость: чем выше износ режущего инструмента, тем выше вибрации и силы резания. При достижении заданных допустимых величин процесс обработки прекращается и подается команда «Аварийное состояние» либо на замену инструмента.

Однако в реальных условиях указанные выходные параметры процесса резания изменяются по мере износа не плавно. Неравномерность

припуска, локальна нестабільність фізико-механичних характеристик матеріала заготовки, мікрovyкрашивання робочей поверхності режущей пластини и т. п. создают всплески сигналов датчиков, намного превышающие настроечные предельно допустимые уровни, что может привести к необоснованному прерыванию работы станка. Кроме того, при замере параметров на вращающихся элементах станка необходимо использовать токосъемники, имеющие низкую надежность работы.

Как правило, на производстве оператор станка не полностью использует опции контроля в процессе обработки, или намеренно их отключает. Это приводит к повышенному износу исполнительных узлов, ухудшению точностных характеристик и катастрофическому износу режущего инструмента. При чистовых операциях нельзя использовать твердосплавные режущие пластины хотя бы с малейшими признаками износа или выкрашивания режущей кромки.

При сложнопрофильной обработке нестационарность процесса обработки приводит к большим разбросом при измерении силовых параметров, всплески сигналов наблюдаются при неравномерном припуске, а также в местах с неоднородной структурой материала. Во многих случаях прекращение процесса резания, по предельным силовым значениям с датчиков, не только не целесообразно, но и опасно, особенно при чистовых и финишных операциях.

Из вышесказанного следует, что для адаптивного управления процессом обработки необходимо использовать сигналы от нескольких источников. Например, целесообразно измерять износ инструмента (как размерный, так и выкрашивание) и упругие деформации фрезы.

При фрезеровании происходит резание не одной, а несколькими режущими кромками многолезвийного инструмента. Он включает следующие основные механизмы возбуждения [6, 7]: квазистатическое изменение толщины срезаемого слоя и соответственное изменение силы резания с частотой вращения фрезы; импульсное ударное нагружение, связанное с входом и выходом зубьев в зоне резания; механизм, связанный с запаздыванием силы резания относительно изменения толщины срезаемого слоя (подобно резанию однолезвийным инструментом); параметрический механизм, обусловленный тем, что условия формирования динамической характеристики фрезерования на каждом зубе являются переменными по углу поворота; возмущение «по следу».

Помимо этого, при плавном изменении припуска по мере изменения угла контакта фрезы, деформации возрастают медленно; происходит врезание или отжим по нормали к обрабатываемой поверхности, достигающих значительных величин. А в момент изменения траектории, когда упругая система уже деформирована, сила резания падает скачкообразно; происходит резкое изменение деформаций. На рисунке 1

показана силовая схема сложнопрофильного фрезерования и траектория зубьев фрезы.

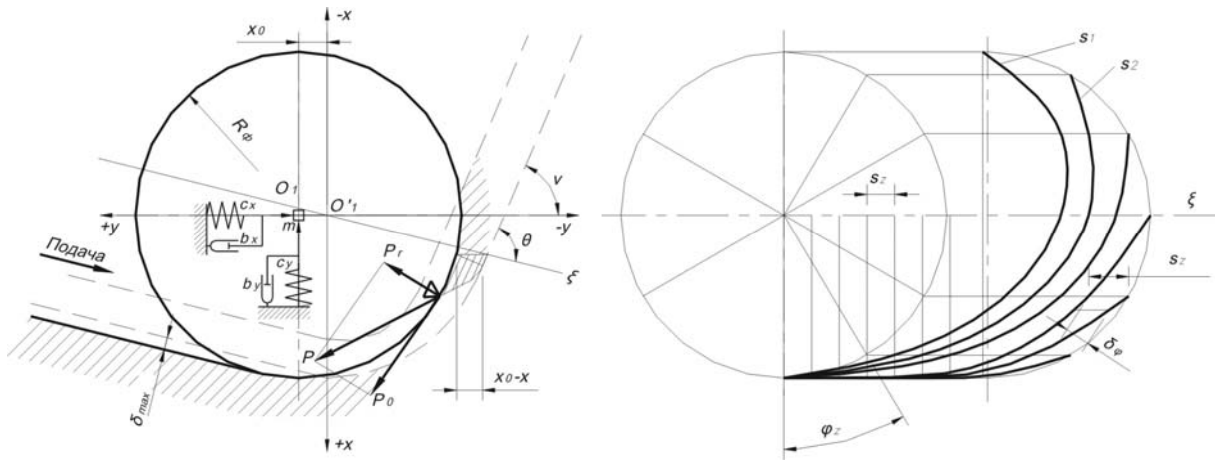


Рисунок 1 – Силовая схема фрезерования и траектория зубьев фрезы

Движение фрезы с массой m задаваемое усилием подачи описуется уравнением:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + b_x\dot{x} + C_x x - P_x &= 0 \\ m\ddot{y} + b_y\dot{y} + C_y y - P_y &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

с начальными условиями (при $t=0$)

$$x = x_0 = \sqrt{\left(\frac{P_x^{\max}}{C_{x1}}\right)^2 + \left(\frac{P_y^{\max}}{C_{y1}}\right)^2}, \quad (2)$$

$$\dot{x} = 0, \quad \dot{y} = 0, \quad \dot{y} = 0;$$

где x – перемещение центра фрезы под действием сил упругой системы в направлении заданного положения вершины угла O'_1 ; x_0 – начальное положение центра определяемое максимальными деформациями; y – перемещение центра фрезы в перпендикулярном к x направлении (это происходит из-за несовпадения равнодействующей силы резания с направлением y подачи); b_x, b_y – коэффициенты демпфирования, C_x, C_y – коэффициенты жесткости; P_x, P_y – проекции силы резания, возникающие при вращении фрезы на направление x и y соответственно.

При движении фрезы вершины зубьев перемещаются по кривым S_i (рисунок 2). Расстояние между кривыми в направлении ζ равны в любой точке подаче S_z на зуб. Толщина слоя, снимаемого каждым зубом в направлении мгновенного радиуса $\rho \approx R_\phi$,

$$\delta_\varphi \approx S_z \sin \varphi_i, \quad (3)$$

где φ_i – мгновенный угол, определяющий положение зуба.

Как видно из рисунка 1 силовые характеристики процесса резания изменяются как во времени, так и в зависимости от мгновенного угла поворота фрезы. Не стационарность процесса резания, а также импульсная ударная нагрузка зубьев фрезы усложняет моделирование упругих перемещений инструмента.

Разработана адаптивная система для коррекции погрешностей от упругих перемещений и износа инструмента (рисунок 2).

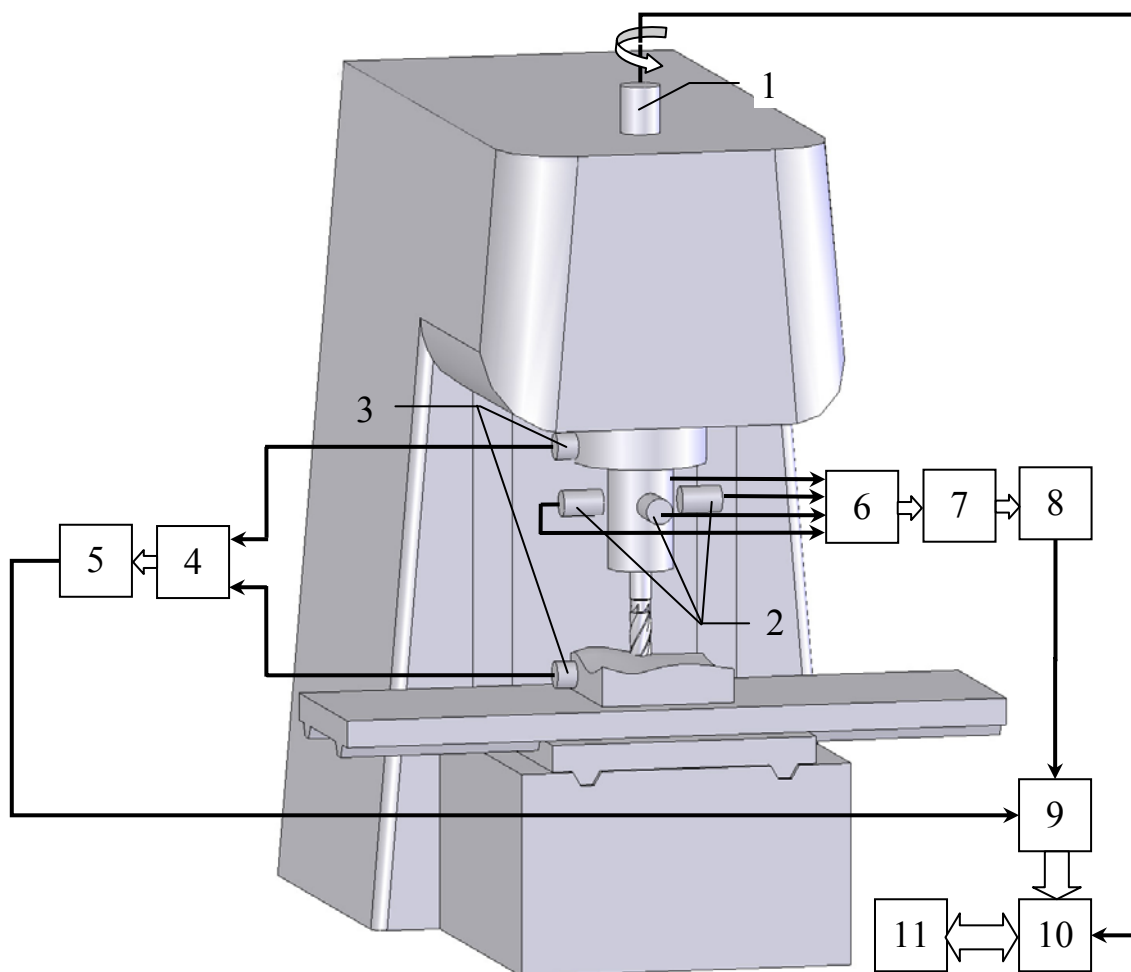


Рисунок 2 – Схема адаптивной системы управления для коррекции погрешностей упругих перемещений и износа инструмента

1 – круговой датчик (типа ВЕ-178); 2 – индуктивные датчики; 3 – датчики акустической эмиссии; 4 – двух канальный линейный широкополосный усилитель; 5 – фильтр высокой частоты; 6 – мост переменного тока; 7 – амплитудный синхронный детектор; 8 – усилитель; 9 – АЦП; 10 – ЭВМ; 11 – УЧПУ

АС состоит из 10 блоков и может работать в двух режимах: наладочном и рабочем. При работе главного привода на холостом ходу, УЧПУ посылает сигнал на ЭВМ (в нашем случае через интерфейс RS232) о переходе в режим наладки. Программно устанавливается «0» угла поворота шпинделя и начинается опрос через блоки 6,7,8,9 индуктивных датчиков (катушек) 2. Датчики подключены дифференциально.

Одновременно определяя угол поворота и отклонения в плоскости ХУ фрезы строится круглограмма траектории движения инструмента. По круглограмме определяется причина возникновения биения (неверно установлен или не жестко закреплен инструмент и т.д.) и сравнение с допустимыми параметрами. При превышении допустимых параметров АС дает сигнал на «Аварийное состояние» с указанием возможных причин. В процессе обработки АС работает следующим образом. Как известно упругие перемещения фрезы вызваны силами резания (см. рисунок 1), следовательно, изменение перемещения инструмента пропорционально силе резания при постоянной массе, коэффициентах демпфирования и жесткости. По показаниям индуктивных датчиков мы можем вести запись трех информативных параметров: величины отклонения оси фрезы от заданного программно, изменение силы резания во времени и изменение силы резания от угла поворота фрезы. А также мы получаем еще один информативный сигнал от датчиков акустической эмиссии. Все сигналы поступают на входы 9 АЦП (Е-440) и после оцифровки по скоростному интерфейсу USB поступают на ЭВМ 10. На ЭВМ программно происходит обработка сигналов и в зависимости от полученных результатов подается сигнал в УЧПУ на коррекцию управляющей программы.

В следующих статьях будет более подробно описан принцип работы адаптивной системы, особенности анализа сигналов, будет описана алгоритмическая часть работы программного обеспечения для анализа сигналов, а также взаимосвязь между силовыми параметрами процесса резания и сигналом акустической эмиссии.

Литература

- 1 Кибальченко А.В. Контроль состояния режущего инструмента. – М. ВНИИТЭМР, 1986. – 44 с. 13 ил.
- 2 Ковалев В.Д., Бабин О.Ф., Гаков С.А. Демпфирование колебаний в приводах подачи тяжелых станков, с применением следящего привода на основе линейного двигателя с гидроусилителем // Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем: Сборник статей Вып. 15 – Краматорск: ДГМА, 2004.
- 3 Мазур М.П., Крижановський С.А. Визначення напружено-деформованого стану кінцевих фрез для процесу механічної обробки конура // Вісник Технологічного університету Поділля – Хмельницький: ТУП. – 2001. – №3(33). – С. 70.
- 4 Патент Украины №62204 А 15.12.2003. Бил. №12 Ковалев В.Д, Бабин О.Ф., Гаков С.А.
- 5 Рогов В.А., Позняк Г.Г. Автоматизированный контроль состояния режущего инструмента на станке // Технология машиностроения. 2003. – №5. – 46-47 с.
- 6 Эльясберг М.Е., Черняк Л.Б. Теория и расчет станков на устойчивость процесса фрезерования. – Станки и инструмент, 1981, №9, с. 3-9
- 7 Эльясберг М.Е., Демченко В.А. Динамическая устойчивость станков при работе фрезами различных видов. – Станки и инструмент, 1988, №9, с. 3-9
- 8 Электромеханические системы управления тяжелыми металлорежущими станками / С.В. Демидов., С.А. Авдушев, А.М. Дубников и др.; под общ. ред. С.В. Демидова. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1986. – 236 с.

УДК 621.87

Новосад І.

ТДТУ імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна

**ТЕХНОЛОГІЧНІСТЬ КОНСТРУКЦІЇ СЕКЦІЙНИХ
ЕЛЕМЕНТІВ ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ**

The method of working off constructions of sectional elements of flexible spiral worker of organ is resulted on the technological from points of view of increase of turning inflexibility, technology of making, external and technology of repair environments. Information practical recommendations to production in relation to planning of flexible sectional organs of screws transporter.

Вступ

Гвинтові конвеєри отримали широке використання в різних галузях промисловості, сільського господарства, харчової і переробної промисловостей та інше. Вони переміщують сипкі, кускові, вязко-пластичні і рідкі суміші. Широко використовуються комплексні гвинтові транспортно-технологічні механізми (ГТТМ) для виконання різних операцій в поєднанні з транспортними. Гвинтові ГТТМ внаслідок простоти їх конструкції, зручності в експлуатації і великої надійності отримали широке використання і народному господарстві.

Дослідженням характеристик гнучких гвинтових робочих органів (ГРО) присвячені роботи ряду авторів [1,2,3,4], однак цілий ряд питань залишається невирішеним. Особливо це стосується відпрацювання цих конструкцій на технологічність і з точки зору збільшення крутильної жорсткості.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки “Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі” на 2002...2006 роки.

Тому метою дослідження є відпрацювання конструкцій секційних ГРО на технологічність і особливо крутильну жорсткість, так як крутильна жорсткість ГТК з зовнішнім діаметром шнека 0,1 м при кількості обертів до 700 об/хв. забезпечує передачу граничного крутильного моменту до 20...30 Нм [3], що є недостатньою для стабільного виконання технологічного процесу. Тому однією з основних задач на стадії проектування є розроблення ГРО підвищеної крутильної жорсткості і відповідно підвищеної надійності і довговічності.

Основна частина

За даними [4], стійкість суцільних шнеків, які працюють на криволінійних трасах з малими локальними радіусами кривизни не перевищує 40год роботи, внаслідок циклічних знакозмінних навантажень. Тому одним із напрямків вирішення даної проблеми є застосування секційних ГРО, шарнірно зєднаних між собою.

Забезпечення-технологічності конструкції виробу і гвинтових транспортно-технологічних механізмів (ГТТМ) - це взаємозв'язане вирішення комплексу проблем і завдань як конструкторського так і технологічного характеру, спрямованих на підвищення продуктивності праці, досягнення мінімальних трудових і матеріальних затрат при виготовленні, скорочення часу на технологічне обслуговування і ремонт, а також забезпечення високої надійності в експлуатації.

Як відомо, технологічність конструкції виробу (ТКВ) – це сукупність властивостей, які визначають його пристосованість до досягнення оптимальних витрат у процесі виробництва, експлуатації і ремонту для заданих показників якості і умов виконання свої функцій, а технологічність будь-якого процесу - це зручність і легкість його реалізації, які дозволяють виконати процес, що забезпечує отримання заданих результатів з найменшими витратами живої і опредметненої праці. ТКВ в основному залежить від п'яти груп факторів: властивостей виробу, заданої якості, умов виконання робіт у виробництві, експлуатації і ремонту. Загалом система показників ТКВ охоплюється 9 групами факторів і описується 51 загальним і понад 100 частковими коефіцієнтами [3]. В цілому система оцінок являє собою граф-дерево показників і коефіцієнтів, яке все більш "розростається" і доповнюється на даний час, оскільки кількість ознак предмета і умов к⁹P^сткування ним є нескінченною.

ГОСТ 14201-83 встановлює показники, відносно до яких здійснюється комплекс заходів із забезпечення необхідного рівня технологічності конструкції стосовно до ГТТМ. Найважливіші з цих показників є трудомісткість і собівартість виготовлення, коефіцієнт використання матеріалу і матеріаломісткість, точність геометричних параметрів і шорсткості.

Оцінка технологічності конструкції ГТТМ здійснюється згідно двох видів - якісна і кількісна. Якісна оцінка характеризує технологічність конструкції, а кількісна - виражається числовими показниками і необхідна у тому випадку, коли ці показники суттєво впливають на технологічність конструкції. Кількісна оцінка технологічності здійснюється порівнянням базової і створеної нової конструкції механізму по кількості і складності

заготовок і деталей, коефіцієнту використання матеріалу, точності, шорсткості, трудомісткості і собівартості.

Згідно з ГОСТом 14202-73, розрізняють такі види технологічності ГТТМ: виробничу і експлуатаційну. Виробнича технологічність проявляється у скороченні затрат коштів на конструкторську і технологічну підготовки виробництва, процеси виготовлення, в тому числі контроль і випробування. Експлуатаційна - це скорочення затрат часу і коштів на технологічне забезпечення виробничих процесів і ремонтні роботи

Для визначення крутильної жорсткості була використана машина розривна моделі КМ-50-1 (рис.1). В цьому випадку гвинтова секція жорстко кріпилась до фіксаторів, на торцевій циліндричній поверхні яких встановлювали паралельні лиски, за допомогою яких фіксатори встановлювались у затискний механізм поворотних обойм розривної машини.

Методика проведення експериментів наступна. Після встановлення дослідного взірця в поворотній обоймі його верхня частина залишалась в постійному положенні, а нижній надавався обертовий рух. Залежно від величини кута закручування ϕ замірювалися покази максимального крутного моменту T . Таким чином, досліди проводили або до крихкого руйнування взірця, або до виникнення пластичного деформування.

Також програмою експериментальних досліджень передбачалось встановлення впливу зон з'єднань та способу кріплення окремих секцій на характер і величину деформацій кручення робочих органів у зібраному стані.



Рисунок 1 – Дослідження крутильної жорсткості робочих органів ГТТМ у зібраному вигляді

За результатами дослідів побудовано графічні залежності (рис.2,3 з аналізу яких можна зробити висновок, що вони наближаються до прямолінійного закону розподілу.

Збільшення довжини секції веде до пропорційного збільшення максимального кута закручування, а шарнірне з'єднання практично не впливає на величину деформації, так як його жорсткість вища від жорсткості самої секції. Встановлено, що максимальний крутний момент T_{max} , який призводить до руйнування секції робочого органа, значно більший ніж крутний момент, необхідний для перевантаження сипких вантажів розробленим робочим органом при максимальній висоті перевантаження та мінімальному радіусі кривини магістралі.

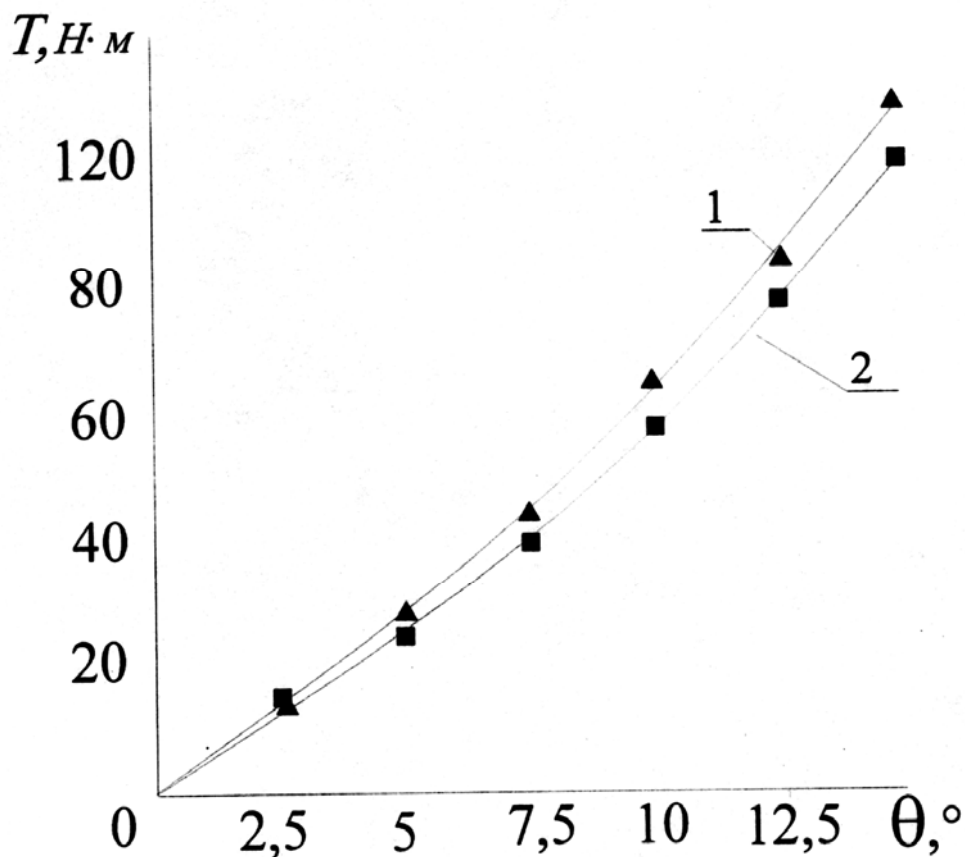


Рисунок 2 – Залежність величини крутного моменту T від кута закручування θ робочого органу для однієї секції: 1 – $l=100\text{мм}$; 2 – $l=125\text{мм}$

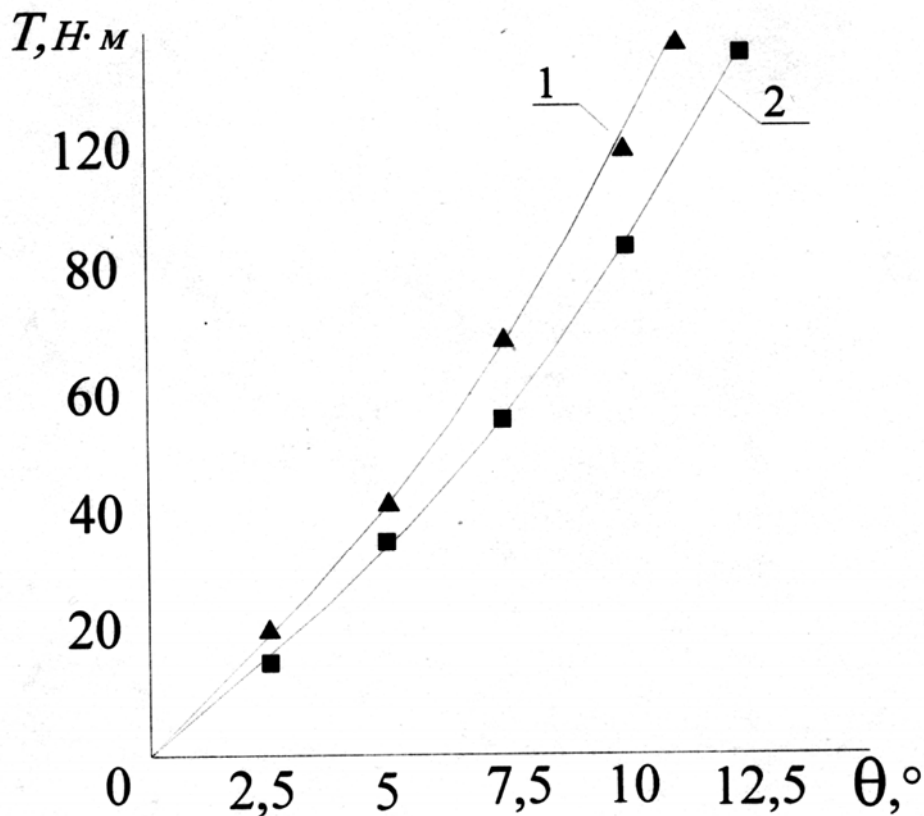


Рисунок 3 – Залежність величини крутного моменту T від кута закручування θ робочого органу для двох секцій 1 – $l=100$ мм; 2 – $l=125$ мм

Наступним важливим параметром секційних ГРО є мінімальний радіус згину траси транспортування, який доцільно розраховувати за формулою [5]

$$R_{зг} = \frac{1,5B + l_B + \Delta}{2 \sin \left(\arctg \left(\frac{D_B - d_B - 2s}{B} \right) \right)}$$

де B - ширина втулки;

l_B - відстані між двома втулками однієї секції;

Δ - зазор між сусідніми секціями.

D_B, d_B – відповідно зовнішній і внутрішній діаметр втулок секцій транспортера і діаметр з'єднуючих валиків;

s - товщина втулок;

Однією з важливих проблем, які стримують широке застосування гнучких ГТТМ є низька довговічність робочих органів.

При конструюванні пар тертя необхідно правильно вибирати їх конструктивні параметри та матеріали. Зношування робочих поверхонь може привести до змінювання зазорів, при появі навантажень і переходу до процесів руйнування, а зношування супроводжується порушенням точності механізмів і машин. У цих випадках необхідно прогнозувати граничне значення зносу.

Досліди проводились для різних робочих органів, для чого виготовлялись комплекти експериментальних взірців з різними конструктивними параметрами.

В процесі досліджень виявляються небезпечні зони, які спричиняють руйнування елементів секційних гвинтових робочих органів, встановлюється вплив різних конструктивних параметрів (довжина секції, діаметр) на їх ресурсні характеристики, а також проводяться порівняльні випробування різних типів дослідних взірців.

Висновки

1. Приведена методика відпрацювання секційних ГРО на технологічність конструкції з точки зору підвищення експлуатаційної надійності і довговічності;

2. Встановлено, що в секційних ГРО крутильна жорсткість в порівнянні з суцільними є збільшеною в 3..5 разів;

3. Дані практичні рекомендації виробництву щодо вибору конструктивних і технологічних параметрів окремих секцій ГРО.

Література

- 1 Григорев А.В. Гвинтовые конвееры. Изд. Машиностроение., М.: 1972, 184 с.
- 2 Гевко Б.М., Рогатинський Р.М., Винтовые передающие механизмы сельськохозяйственных машин. Изд. "Вища школа", Львов, 1983, 176с.
- 3 Герман Х. Шнековые механизмы в технологиях ФРГ, Л.: 1975, 190с.
- 4 Лещук Р.Я. Дослідження профілювання гвинтових секційних робочих органів транспортно-технологічних машин. Сільськогосподарські машини. Зб. наукових статей Луцького ДТУ, Вип.10, - Луцьк, 2002, – с.146-153.
- 5 Новосад І. До питання визначення радіуса згину гнучкого гвинтового конвеєра з секційними елементами. Вісник Тернопільського державного технічного університету, Тернополь, №3, 2005, с.100...105.
- 6 Пат. 7812 Україна, МКВ В65G33/26. Гнучкий гвинтовий робочий орган соковитискача / Ів.Б. Гевко., Комар Р.В., Лещук Р.Я., Новосад І.Я., Гевко І.Б.-№2001107132; Заявл.18.11.2004; Опубл. 15.07.2005; Бюл. №7, –3 с.

УДК 621.9.015:589.35

Роганов Л.Л., Абрамова Л.Н., Роганов М.Л., Абрамова Е.Н.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

ОДНО ИЗ НАПРАВЛЕНИЙ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ НАПРАВЛЯЮЩИХ И ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ СТАНКОВ

It is considered relatively new direction of accuracy cylindrical directing and bearing of tools by way to compensations of excessive clearance and possible wear-out deformation supporting wall under the action of controlled pressure of liquids.

Проблема повышения точности механизмов перемещения обрабатываемой детали и обрабатывающего инструмента в станках была и остается актуальной, оказывающей определяющее влияние на точность получаемых деталей, надежность работы станка. Основными путями ее решения являются повышение точности изготовления и сборки деталей станка, участвующих в передаче движения, воспринимающих основные силы, возникающие при обработке. Большое значение имеет и жесткость этих деталей. К таким важным узлам любого станка можно отнести различные направляющие и подшипниковые узлы. Основными типами направляющих являются направляющие качения и скольжения. По форме опорной поверхности направляющие скольжения станков выполняют плоскими, многогранными и круглыми. Подшипниковые узлы в станках выполнены в виде подшипников качения и скольжения.

В данной работе рассматриваются круглые направляющие и подшипники скольжения станков. Эти узлы относятся к трущимся парам, на которые действуют силы, вызывающие износ трущихся пар, изменение их размеров за время эксплуатации. Если изменения размеров по мере износа достигают критических значений, проявляющихся в точности обрабатываемых деталей, то станок останавливается на ремонт. Трущиеся пары либо заменяют, либо проводят восстановление их требуемых размеров. Применяются прокладки, заранее предусмотренные в станочных узлах клиновые пары, нанесение покрытий в виде наплавки, напылений, механическая деформация, гальваническое покрытие и другие виды изменения размеров изношенной детали. Все эти способы имеют существенные недостатки, главные среди них следующие:

- применение компенсирующих прокладок, также как и замена деталей, их восстановление по размерам, требуют остановки станков на ремонт, изменение размеров производится ступенчато (прокладки) или на постоянную величину (покрытия);

- применение клиновых компенсаторов усложняет конструкцию направляющих узлов станков, удорожает их, может повлиять на снижение жесткости.

Авторами проведен комплекс работ по разработке и исследованию щелевых регулируемых втулок (ЩРВ), которые могут бесступенчато изменять размеры зазоров между охватываемой и охватывающей деталями сравнительно простыми, применяемыми в станкостроении способами [1].

Расчет деформации втулки, нагруженной постоянным внешним и переменным по длине втулки внутренним давлением, приводится по формулам Ляме, при этом получены довольно сложные зависимости между параметрами втулки [2]. В данной работе зависимости упрощены и доведены до вида, удобного для использования, в том числе и для расчетов на ПЭВМ. Например, величина предельного давления ($P_{пред}$) на внешнюю поверхность втулки, при котором зазор между втулкой и плунжером становится равным 0 имеет вид:

$$P_{пред} = \frac{3 \cdot \delta_0 \cdot E}{K'} \cdot \frac{(K_1^2 - 1)}{r_в (5 \cdot K_1^2 + 1)}$$

где δ_0 – начальный зазор между плунжером и втулкой;

E – модуль упругости материала втулки;

K' - коэффициент, учитывающий влияние возможного эксцентриситета, на основании опытных данных $K' \approx 0,5$ [2, с.168];

$$K_1 = \frac{r_n}{r_в};$$

где K_1 – коэффициент толщины стенки втулки;

r_n – наружный диаметр втулки;

$r_в$ – внутренний диаметр втулки (наружный диаметр плунжера).

Составлена программа определения величин зазоров при различных значениях давления жидкости на внешнюю поверхность уплотняющей втулки. Величина предельного давления, при котором зазор между плунжером и втулкой становится равным 0 зависит от соотношения ее радиальных размеров, материала втулки и начального зазора между втулкой и плунжером.

Изменяя давление жидкости на поверхность втулки, противоположной изнашиваемой поверхности, можно компенсировать величину износа и тем самым поддерживать необходимый расчетный уровень зазора между трущимися деталями. Разработано большое разнообразие конструкций компенсирующих щелевых регулируемых втулок для гидроцилиндров [1]. Подобный способ компенсации зазора в принципе может позволить изменять точность станка, в зависимости от

требуемой технологии и меняют зазоры в таких ответственных деталях станка как подшипники скольжения и направляющие, особенно цилиндрические.

Для исследования ЦРВ была разработана и изготовлена экспериментальная установка [3], позволяющая исследовать втулки с внутренним диаметром 40мм. Разработанная методика исследований позволяла определять при разных давлениях усилие трения при перемещении плунжера. Исследованию подвергались ЦРВ с внутренним радиусом $r_g = 20$ мм, наружным радиусом $r_n = 25$ мм, соответственно

$$K_1 = \frac{r_n}{r_g} = \frac{25}{20} = 1,25. \text{ Материалом ЦРВ были выбраны сталь, чугун, латунь,}$$

капрон и текстолит.

В таблице 1 показаны результаты расчета максимального и минимального давлений на наружной поверхности ЦРВ для достижения близкого к нулю зазора в щели, при котором утечки через щель будут минимальными (таким способом определялась величина зазора).

Погрешности в расчетах предельного давления на ЦРВ для создания зазора в щели близкого к нулю вызваны разбросом величин модуля упругости материалов втулок (до 30%), коэффициента K' , учитывающего возможный эксцентриситет ЦРВ относительно плунжера, а также погрешностями изготовления ЦРВ и плунжера (конусностью, круглостью и т.п.).

Таблица 1 – Результаты расчета давлений на наружную поверхность щелевых регулируемых втулок для достижения нулевого зазора в щели

Материал ВУ	Е, МПа	δ_0 , мм	$P_{пред}$, МПа
Сталь	2×10^5	0,08	200-350
Чугун	$1,1 \times 10^5$	0,07	96-182
Латунь	$1,5 \times 10^5$	0,07	88-176
Капрон	2×10^3	0,18	4,5-9
Текстолит	6×10^3	0,11	8-12

Эксперименты проводились на установке и по разработанной методике [3], на минеральном масле «Индустриальное-20» при средней температуре масла около 30^0 С. Каждый опыт включал не менее пяти замеров, экспериментальные данные обрабатывались по общепринятым методикам. Проводились замеры при разных давлениях на наружных поверхностях ЦРВ: сил трения при перемещениях плунжера; распределение давления в щели по длине ЦРВ при условии заданного давления жидкости с одной стороны щели. Обработанные результаты

экспериментов представлены на графиках. Усилия трения - $F_{тр}$ и перемещения плунжера при разных давлениях на наружную поверхность ЦРВ - $P_{упр}$ и разных материалах ЦРВ – рис.1.

На графике кривые соответствуют материалам: 1- сталь; 2- чугун; 3- латунь; 4- капрон; 5- текстолит

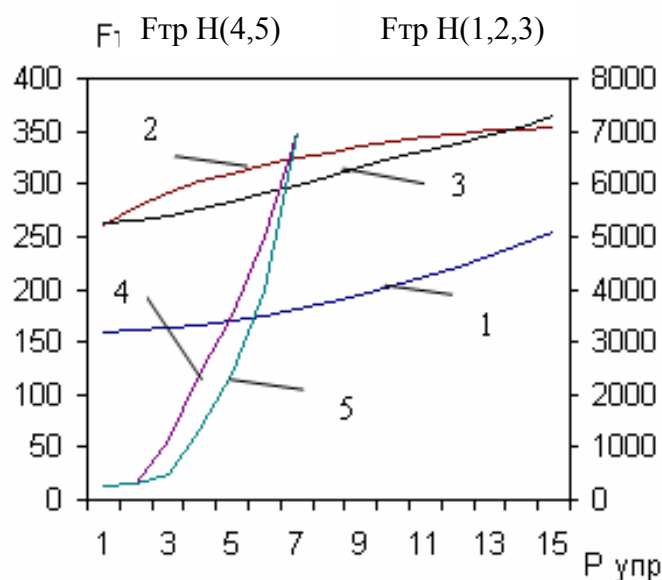


Рисунок 1 – Силы трения $F_{тр}$ при перемещении плунжера в зависимости от давления $P_{упр}$

При проведении исследований было сделано допущение, что нулевой зазор между охватывающей и охватываемой деталями появляется при резком повышении сил трения на перемещение охватываемой детали (плунжера). Для стальных 1, чугунных 2 и латунных 3 втулок эта величина составляет 150 – 250 Н, для капроновых 4 и текстолитовых 5 втулок нулевой зазор возникает при силе смещения более 10 – 30 Н (рис.1). Дальнейший рост сил трения определяется величиной отрицательного зазора (натяга), который растет для всех материалов втулок по мере роста давления, действующего на ее наружную поверхность – $P_{упр}$ (горизонтальная линия на рис.1).

Для применения ЦРВ в станках в трущиеся пары необходимо подавать смазку под высоким давлением, которая обеспечит минимальное трение, а давление на наружную поверхность втулки должно определяться по вышеприведенной формуле и поддерживаться на этом уровне.

Значительный интерес представляет выполнение ЦРВ из пористого металлокерамического материала с открытыми порами. В таком случае, при применении в качестве управляющей среды минерального масла, используемого для смазки деталей станка, через поры втулки масло будет проникать между трущимися поверхностями, и обеспечивать их смазку.

Перепад давления при движении масла через пористую стенку втулки приведет к ее деформации и снижению зазора между трущимися поверхностями. Возможность применения пористых ЩРВ безусловно требует дополнительных исследований, но эффект может быть значительным.

Следует отметить, что идея использования упруго деформирующихся тонкостенных втулок в станочном оборудовании не нова. Такие втулки нашли применение во фрикционных зажимных приспособлениях станков [4]. Там же приведен расчет таких приспособлений с тонкостенными втулками, обеспечивающими натяг с зажимаемой деталью.

Щелевые регулируемые втулки могут быть использованы для компенсации тепловых деформаций деталей, что важно для точных, прецизионных станков. С этой целью датчики, измеряющие деформацию деталей, связаны с органом, регулирующим давление в наружной щели втулки. Таким органом может быть напорный золотник или регулятор давления с приводом, управляемым от измерительного датчика на станке. Безусловно, такая система требует дальнейшей разработки и исследований. Необходимы также исследования влияния изменения объема жидкости в управляющей щели на жесткость деталей станка, деформирующихся под действием сил, возникающих в станке.

Большой интерес могут представить исследования, направленные на использование ЩРВ для борьбы с вибрациями, возникающими в станках при работе. С этой целью в регулирующую щель можно подавать жидкость под давлением, пульсирующим в противофазе с основной частотой вибрации.

Выводы: регулируемые щелевые втулки могут быть использованы для повышения точности и надежности металлообрабатывающих станков; эффективное применение их в станках требует дополнительных исследований.

Литература

- 1 Роганов ЛЛ, Абрамова Л.Н. Развитие конструкций щелевых втулок-уплотнений для гидросистем прессов и станков// Удосконалення процесів та обладнання обробки тиском у машинобудуванні та металургії: Зб. наук пр. –Краматорськ, 2001 , с. 42-46
- 2 Макаров Г.В. Уплотнительные устройства. – Л.: Машиностроение, 1973.-232с.
- 3 Роганов Л.Л., Абрамова Л.Н. Экспериментальная установка для исследования щелевых втулок-уплотнений гидроцилиндров//. Удосконалення процесів та обладнання обробки тиском в металургії та машинобудуванні: Зб.наук.пр. – Краматорськ-Слов'янськ, 2000, с.383-385.
- 4 Ансеров М.А. Приспособления для металлорежущих станков. – Л.: Машиностроение, 1975.- 656 с.

УДК 621. 83.004.15

Цыганаш В.Е., Винников В.А.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ТЕКУЩИМ РЕЖИМОМ ЧЕРНОВОЙ ОБРАБОТКИ НА МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕМ СТАНКЕ

Problem of optimum control of electric mode of cutting tool is worded

Характерными чертами механообработки являются малая априорная информация о связях, отсутствие или неточность математического описания, сильные возмущения в системе, нелинейность, многомерность. В теории автоматического управления оптимизацию таких систем принято производить в два этапа. Первый этап – внешняя оптимизация, осуществляется по статическим моделям объекта управления на основе априорной информации. Результатом внешней оптимизации являются высокоуровневые структурные модели. Второй этап – внутренняя (непрерывная) оптимизация, осуществляется в динамическом режиме на основе постериорной информации с использованием методов и средств теории оптимального управления. Результатом непрерывной оптимизации являются алгоритмы регулирования процессом механообработки, а также принципиальные схемы регуляторов. На этапе внешней оптимизации рациональным является использование концепций системного подхода: декомпозиция и локальная оптимизация, абстрагирование (моделирование), повторяемость (применение существующего опыта проектирования для упрощения процесса разработки).

Металлорежущий станок (МС) можно рассматривать как систему, состоящую из трех подсистем. Система имеет три входа (по одному на каждую подсистему) и один выход. Входы рационально представить в виде потоков: энергетического, материального и информационного. Первый поток характеризует электрическую, гидравлическую или пневматическую энергию. Материальный поток – обрабатываемые на МС заготовки. Информационный поток определяется количеством и структурой потоков информации, связывающих ее источники и соответствующие блоки системы управления станком.

Таким образом, МС условно можно представить как единство трех компонентов: материального, энергетического и информационного. Материальный компонент оказывает определяющее влияние на структуру МС. Структура включает в себя состав, техническую сущность системы и функциональную взаимосвязь ее элементов. Функциональную связь

структурных элементов принято анализировать с помощью графов, причем однозначной характеристикой структуры системы может служить ее многомерный оператор. С помощью структурного подхода находят обобщенную выходную характеристику МС, которая определяет качество изготавливаемых деталей, производительность и надежность станка.

Важной мерой качества изготавливаемых деталей служит характеристика, представляющая отношение переработанной информации к информации поступающей от анализируемого объекта. На практике ее значение всегда меньше единицы и тем меньше, чем выше инвариантность системы. Поэтому информационный подход не является эффективным аппаратом анализа.

Энергетический подход способствует определению состояния системы в различных фазах ее существования. Для решения задач, стоящих перед МС, более качественными оказываются структурный и энергетический подходы, которые дополняют друг друга. Сравнение их между собой показывает, что энергетический подход является более универсальным и может использоваться для решения широкого класса задач.

Указанные особенности обуславливают объективные трудности в разработке универсальных подходов к решению задач синтеза таких сложных систем как МС. В этих условиях правомерным выглядит подход, основанный на синтезе структуры системы. При этом различают формальную структуру – организацию системы из отдельных функциональных элементов с их взаимосвязями, необходимыми и достаточными для достижения системой поставленных задач и материальную структуру – реальное наполнение формальной структуры. Часто предпочтение отдают так называемой амальгированной структуре, объединяющей формальную и материальную, и обычно именуемую просто структурой.

Целью настоящей работы является выбор целевой функции, разработка структурной схемы, модели и алгоритма для управления процессом энергопотребления металлорежущего станка.

Одной из основных задач при синтезе структуры системы является определение состава системы; эта задача является неоднозначной и трудно формализуемой в алгоритмическом плане, для ее решения в реальных ситуациях используются разнообразные экспертные подходы. Поскольку в нашем случае проблема синтеза структуры ориентирована на практическое приложение, то разделим ее на три составляющие [1].

1. Синтез структуры управляемой части (подсистемы), т.е. нахождение оптимального состава элементов и их взаимосвязей, факторизация множества элементов подсистемы по типам характеристик связей.

2. Синтез структуры управляющей части (подсистемы), т.е. построение иерархии подсистемы, установление принципов организации

управления с учетом координации целей подсистем различных уровней с глобальной целью всей части, распределение функций между уровнями и элементами на уровнях.

3. Синтез структуры систем передачи и обработки информации, т.е. определение связей между объектами и передаваемых массивов информации, а также размещение центров обработки информации.

В третьей составляющей принципиальное значение имеет выбор критерия синтеза оптимальной информационной структуры, который предопределяет локальные критерии отдельных элементов информационной системы и оказывает влияние на показатели эффективности функционирования сложной системы в целом. Чтобы выработать принципы оценки качества самой структуры по-видимому, следует принять во внимание связь между критерием качества системы и требованиями к алгоритмам обработки информации. Необходимо учитывать, что выбор структуры системы может быть осуществлен между двумя крайними вариантами.

Вариант полностью централизованного сбора и обработки информации в данном случае не подходит по двум причинам: во-первых, его техническая реализация является очень сложной; во-вторых, приводит к значительному запаздыванию в принятии решений, т.е. принятию решений по устаревшей информации. Это приводит к увеличению неопределенности в процедурах принятия решений, а, следовательно, к снижению гарантированных оценок эффективности системы управления.

Одним из путей преодоления трудностей, вызванных большим объемом информации или сложностью ее переработки, является «распараллеливание» процедур ее сбора и обработки. Однако децентрализация процесса обработки информации неизбежно требует определенного уровня децентрализации также и процедур принятия решений, т.е. создание самостоятельно функционирующих подсистем.

Появление в системе отдельных элементов (звеньев), способных за приемлемое время (и цену) обрабатывать всю относящуюся к ним информацию, способных учесть все изменения конкретной ситуации и получающих право принятия самостоятельных решений по тем или иным вопросам, означает появление в системе иерархической структуры.

Для принятия решений в отдельных элементах (звеньях) системы необходим уже значительно меньший объем информации, который можно быстрее и лучше обработать и, следовательно, принять решение в условиях значительно меньшей неопределенности.

Таким образом, децентрализация управления приводит к уменьшению неопределенности, связанной со сбором и переработкой информации.

Рассмотрим этот вариант разработки структурной схемы.

Для начала представим автономную систему в виде двух подсистем: «окружающая среда» и собственно «энергопотребитель». Взаимодействие между ними осуществляется через потоки информации (управляющая часть) и энергии (силовая или управляемая часть). Распараллелим эти потоки, выделив отдельно управляемую (силовую) и управляющую часть (Рис.1). Управляемую часть системы представим в виде двух взаимодействующих между собой подсистем, из которых первая обеспечивает отбор электроэнергии из сети и ее подвод к электроприводу, а вторая – непосредственное преобразование электрической энергии в механическую работу. Условно определим первую как «источник питания» (ИП), а вторую – как «нагрузку» (Н). Обычно в первой подсистеме допускается регулирование мощности, отбираемой из сети, а во второй имеется возможность влияния на нагрузку, исходя из условий протекания технологического процесса и допустимых условий эксплуатации оборудования. Материально управляемая часть (подсистема) может быть представлена в виде источника питания, работающего на силовую активно-индуктивно-емкостную цепь.

Для дальнейшей детализации структуры сформулируем требования к алгоритмам обработки информации, которые необходимо учитывать при реализации этой системы:

1. Для анализа и оценки процессов, происходящих в системе, необходимо выбрать математический аппарат (синтезировать базисную систему функций).
2. Для разрабатываемой динамической системы выбрать управление в форме программы или синтезировать оператор обратной связи.
3. Разработать процедуры принятия решений в информационной системе.

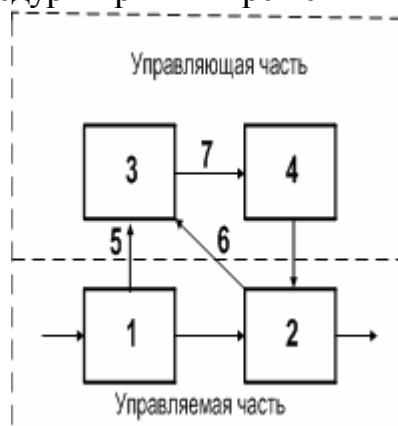


Рисунок 1 – Структурная схема системы управления металлорежущим станком как энергопотребителем.

1 – подсистема «источник питания» (ИП) 2 – подсистема «нагрузка» (Н); 3 – Модель (М); 4 – подсистема автоматизации (ПА); 5 – информационный поток, формируемый напряжением (U); 6 – информационный поток, формируемый током (I); 7 – выходной сигнал модели.

С учетом отмеченного управляющая часть также может быть представлена в виде двух взаимодействующих между собой подсистем, из которых первая по управляющим воздействиям 5, 6 определяет оптимальное решение и отклонения от него, а вторая – устраняет эти отклонения. Условно определим первую как модель (М), а вторую – как подсистему автоматизации (ПА). Материально управляющая подсистема состоит из аналогового вычислителя 3, формирующего управляющее воздействие 7 для подсистемы автоматизации 4.

Оптимальное управление процессом преобразования энергии ставит своей целью достижение экстремума какого-либо показателя качества (целевой функции). Выбор и формулировка цели зависят от многих условий и часто сопряжены с большими трудностями. В данном случае удобно отдать предпочтение коэффициенту полезного действия (КПД).

После выбора цели возникает вторая задача – согласование цели с имеющимися возможностями, т.е. учет ограничений. Из имеющихся эксплуатационных и технических требований, накладываемых на МС, для нас особо важными являются автономные ограничения, накладываемые на составляющие мощности – ток I и напряжение U силовой цепи электропривода. Техническая реализация их достаточно проста.

После выбора цели и учета ограничений возникает третья задача (основная и самая трудная) – реализация способа достижения цели при учете ограничений. Рассмотрим этот этап решения задачи подробнее. Пусть требуется найти и поддерживать по ходу технологического процесса оптимальный режим таким образом, чтобы эффективность энергопреобразования была максимальной. В качестве начального звена в цепи энергопреобразования выбираем ИП (рис. 1). ИП выдает в силовую цепь электропривода мощность $P_n(t)$, где t – время. Часть этой мощности – $P_n(t)$ полностью преобразуется в механическую мощность.

Пусть $P_{пот}(t)$ – мощность, которая характеризует общие потери в силовой цепи электропривода. Обозначим через $\Delta P_p(t) = U \cdot \Delta I + I \cdot \Delta U$ величину, которая характеризует отклонение мощности от оптимального электрического режима в МС, выраженную через ток I , напряжение U и приращения этих величин.

Доопределим КПД, представив его в виде отношения механической мощности электродвигателя $P_m(t)$ к $P_n(t)$. Такое определение удобно тем, что характеризует текущее значение коэффициента использования мощности источника питания $K_n(t)$, который в принятых обозначениях можно записать:

$$K_n(t) = \frac{P_n(t) - P_{ном}(t) - \Delta P_p(t)}{P_n(t)} \quad (1)$$

Множество допустимых значений определяется системой равенств и ограничений

$$L = \int_0^T \sqrt{\left(\frac{dU}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dI}{dt}\right)^2} dt, \quad (2)$$

где L – постоянная, T – рабочее время протекания процесса;

$$U \leq U_{\text{доп}}; I \leq I_{\text{доп}}, \quad (3)$$

где $U_{\text{доп}}$, $I_{\text{доп}}$ – максимально допустимые значения для электропривода по напряжению и току на данном этапе технологического процесса.

Проанализируем главные предпосылки для решения этой задачи.

Выделим сначала определяющие условия.

Первым условием является (2). Оно характеризует мощность, доступную для энергопотребителя на данном этапе проведения процесса. Ее величина задается источником питания (фиксируется) в соответствии с требованиями технологического процесса и условиями эксплуатации оборудования. При таком подходе $P_n(t)$ можно рассматривать как частный критерий, а условие (2) как ограничение.

Второе условие дает представление о том, как используется мощность, выделенная для системы. Его основу составляет уравнение баланса мощностей:

$$P_n(t) = P_n(t) - P_{\text{ном}}(t) - \Delta P_p(t). \quad (4)$$

Таким образом, в составе зависимости (4) кроме $P_n(t)$ можно выделить еще два частных критерия. Полученный составной критерий $P_n(t)$ в таком виде использовать для решения задачи неудобно. Чтобы иметь возможность оценки эффективности работы системы на всех этапах по единому критерию, это условие лучше применять в нормированной форме в виде $K_n(t)$ (1).

Важное достоинство такого подхода состоит в том, что полученный квадратичный функционал можно представить в виде фундаментальной теоретической закономерности, которая может быть в дальнейшем взята за основу при разработке математической модели, характеризующей процессы энергопревращений в МС. Реализовать эту модель можно на основании управляемого колебательного контура (КК). Она состоит из следящего фильтра и управляемого по частоте генератора синусоидальных колебаний (УГ). Фильтр представляет последовательный колебательный контур, индуктивность которого зависит от тока подмагничивания и может изменяться в широких пределах. Подключен фильтр к выходу УГ. Воздействия, характеризующие составляющие функционала, а именно, ток и напряжение силовой цепи электропривода, поступают одновременно на входы модели.

При воздействии первого из них изменяется частота генерируемых колебаний управляемого генератора. В свою очередь при воздействии второго сигнала изменяется индуктивность КК, а, следовательно, и его резонансная частота. Изменение частоты генерации происходит синфазно с изменением резонансной частоты КК, т.е. если первое воздействие проявляется в увеличении частоты генерируемых колебаний, то второе тоже ведет к увеличению резонансной частоты колебательного контура и наоборот. Глубина частотной модуляции по обоим входам подбирается одинаковой. При полной идентичности спектральных составов входных сигналов в КК будет наблюдаться одинаковое изменение его резонансной частоты и частоты генерации. В результате при изменении обеих частот контур остается настроенным в резонанс. Подбором амплитуд и фаз спектральных составляющих входных сигналов можно добиться, чтобы состояние резонанса в КК наступало тогда, когда рабочая точка, характеризующая процесс, находится на экстремали поверхности отклика, что соответствует оптимальному режиму. На выходе модели при этом будет только напряжение несущей частоты ω_0 . Его амплитуда будет максимальной.

Величину этого напряжения подбором параметров КК можно выбрать такой, чтобы она характеризовала оптимальное значение коэффициента использования мощности источника питания $K_n(t)$ [2].

Если полученное таким образом соответствие между моделью и моделируемым объектом поддерживать в процессе функционирования МС, то процесс в системе будет близок к оптимальному, а задача может быть разбита на два более простых этапа [3]. Реализовать такой подход можно с помощью достаточно простой схемы (рис. 1). Тогда алгоритм, положенный в основу реализации с учетом ограничений (2, 3), может быть формализован в виде следующего предписания:

Пользуясь доступными для измерения величинами U и I , оперативно определять положение максимума полезной мощности в фазочастотной области;

Измеряя величины U , I и их приращения вычислять в фазовой области отклонения от оптимального электрического режима $\Delta P_p(t)$;

Оказывая воздействия на переменные управления, поддерживать $\Delta P_p(t) \rightarrow 0$, при этом $K_n(t) \rightarrow \max$;

Определяя с помощью имеющейся в существующей системе микро ЭВМ текущее значение мощности, потребляемой МС и сопоставляя его с заданным значением мощности, регулировать напряжение (или ток) до поддержания потребляемой мощности в заданном диапазоне.

Такой подход к решению задачи перспективен, поскольку в плане физической реализации он представляет ряд возможностей, ранее не использовавшихся при управлении мощными энергопотребителями [4].

Выводы

Для вариационных задач рассматриваемого типа характерен принцип взаимности [5]. Его сущность заключается в том, что функционалы задачи $P_n(t)$ и $P_n(t)$ имеют общие экстремали, поэтому при оптимальном электрическом режиме силовой цепи МС будет развиваться максимальную мощность $P_n(t)$ при $P_n(t)=const$, равно как и при $P_n(t)_{max}=const$ МС будет потреблять из сети минимальную мощность. Это исключительно актуально в настоящее время, поскольку в процессе работы МС требуется потребление минимального количества энергии при максимальном ее использовании.

Реализация подхода открывает возможность оптимального управления электрическим режимом МС на всех этапах его работы по единому критерию – коэффициенту использования мощности источника питания $K_n(t)$. Предлагаемый критерий имеет ясную структуру, универсален, т.е. применим к любой системе независимо от ее структуры, сложности, возможных временных режимов процесса, физической реализации. Он полно и однозначно характеризует фактическую эффективность энергетического процесса, т.е. позволяет оценивать в любой конкретной ситуации какова удельная мера потерь энергии, сопровождающих реализуемый процесс.

Такой подход допускает решение оптимизационной задачи с помощью сравнительно простой аналоговой модели силовой цепи МС. При этом модель выполняет функции аналогового вычислителя, который определяет отклонения от оптимального режима в силовой цепи в темпе хода технологического процесса, т.е. без запаздывания.

Литература

- 1 Цвиркун А.Д. Основы синтеза структуры сложных систем.-М.:Наука.1982.
- 2 Цыганаш В.Е. Анализ модели силовой электрической цепи мощной электротермической установки. // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Обчислювальна техніка та автоматизація. Випуск 58.-Донецьк: Вид-во ДонНТУ, 2003.-с.130-135
- 3 Моисеев Н.Н. Математические задачи системного анализа. – М.: Наука, 1981 – 488 с.
- 4 Цыганаш В.Е. Выбор и обоснование критерия оптимальности электрического режима плавильной печи//Математические модели технологических процессов в цветной металлургии с применением УЦВМ: Сб. научн. трудов. – Донецк: Изд-во ДонГУ, 1984. – с 155-158
- 5 Эльсгольц Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление. – М.:Наука, 1969.-424 с.

РАЗДЕЛ 3

Технология машиностроения

УДК 621.9

Нечепаев В. Г., Гнисько А. Н.
ДонНТУ, г. Донецк, Украина

МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ УСТРОЙСТВ УДАЛЕНИЯ СТРУЖКИ ИЗ ЗАКРЫТЫХ ПРОФИЛЬНЫХ ПАЗОВ ПРИ ИХ ФРЕЗЕРОВАНИИ

Analysed process of a swaft removal at milling the closed profile grooves has allowed to offer 3 constructive schemes of a swaft removal devices. Methods of metal swaft removal research devices at milling the closed profile grooves are proved. Starting positions and assumptions are accepted by development of mathematical models. The technique of working processes modeling of metal swaft removal devices from the closed profile grooves at their milling are created.

Введение

Обработка закрытых и полузакрытых профильных (Т-образных, типа «ласточкин хвост» и т.п.), а также других пазов с затрудненным отводом стружки (далее ПЗОС) находит широкое распространение в станкостроении при изготовлении металлообрабатывающего оборудования (МОО) и технологической оснастки (ТО) (табл. 1).

Таблица 1 – Применяемость пазов с затрудненным отводом стружки

МОО и ТО	Форма ПЗОС			
	Т-образный	«ласточкин хвост»	прямоугольный	карман
<u>Металлорежущие станки:</u>				
- стол;	+	+	+	*
- планшайба;	+		+	*
- салазки;	+	+	+	*
- консоль;		+	+	*
- станина.	+	+	+	*
<u>Кузнечно-прессовое оборудование:</u>				
- штампы;	+	+	+	+
- прессформы.	+	+	+	+
<u>Технологическая оснастка:</u>				
- поворотные столы;	+		+	*
- плиты-спутники;	+	+	+	*
- УСП.	+	+	+	+

* - предварительная обработка Т-образных пазов

Трудоемкость обработки ПЗОС составляет, по выполненной оценке, более половины трудоемкости обработки столов обрабатывающих центров, фрезерных, сверлильных, плоскошлифовальных и других станков (табл. 2). Столы указанных станков имеют, как правило, три (или больше) Т-образных паза для базирования и крепления деталей и один Т-образный паз для крепления концевых выключателей. Кроме того, столы имеют салазки, при обработке которых используются фрезы в форме «ласточкиного хвоста».

Таблица 2 – Средняя трудоемкость обработки ПЗОС (столы станков фрезерной группы)

Конфигурация ПЗОС	Основное время обработки ПЗОС $T_{осн}$, мин	$T_{осн}$ от общего основного времени обработки стола T_{Σ} , %
Прямоугольный (предварительная обработка Т-образного паза)	30 - 40	20
Т-образный (окончательная обработка Т-образного паза)	40 - 60	30
Типа «ласточкин хвост»	30 - 40	20

Таким образом, ПЗОС, являющиеся весьма нетехнологичными элементами конструкций, составляют значительную часть общего объема металлообработки при изготовлении МОО и ТО. По оценке, выполненной на основании данных Центра "ДЕРЖЗОВНІШІНФОРМ" и фирмы Garden Publications Inc. (США), объем такой обработки составляет в Украине – 4500 тыс. м в год, в России – 15000 тыс. м, в мире – 900000 тыс. м (табл. 3).

Таблица 3 – Объем обработки ПЗОС при изготовлении МОО и ТО

Страна	Украина	Россия	Мировое производство
Длина пазов, тыс. м	4500	15000	900000

Как установлено исследованиями многих авторов, например [1, 2], режущий инструмент, используемый при фрезеровании ПЗОС, работает в тяжелых условиях, что приводит к его частым поломкам. Причинами этого являются загромождение зоны обработки стружкой, затрудненный ее отвод и др. Кроме того, вследствие накопления отделенной стружки между зубьями фрезы, циркуляции стружки и повторного резания её зубьями инструмента, имеет место ограничение производительности фрезерования ПЗОС и снижение качества обработки. Поэтому, обязательным условием как стабильного функционирования режущего инструмента, так и устранения ограничения производительности в этом случае является

своевременное принудительное удаление стружки из зоны обработки.

В условиях единичного и серийного неавтоматизированного производства для удаления стружки при фрезеровании ПЗОС находят применение ручные приспособления и устройства двух типов:

- крючки и тому подобные средства для механического удаления стружки (весьма проблематичные с позиций требований техники безопасности);
- гидропистолеты и тому подобные средства для смыва или удаления стружки напорной струей жидкости или воздуха.

Однако, в обоих случаях проблема своевременного удаления стружки из зоны резания при фрезеровании ПЗОС не решается, поскольку не обеспечивается эффективное воздействие на отделенную стружку в непосредственной близости от зоны резания в силу специфической (закрытой) конфигурации ПЗОС.

Особую важность своевременное удаление стружки приобретает в условиях автоматизированного производства, характеризующегося наиболее высокой производительностью обработки и не предусматривающего вмешательства операторов в процесс обработки.

В некоторых автоматизированных станочных системах стружка, образующаяся в процессе механической обработки, удаляется смывом или напорной струей (СОТС), подаваемой через сопла, расположенные вне режущего инструмента. Использование существующих устройств такого типа при обработке ПЗОС, аналогично предыдущему случаю, не обеспечивает воздействия на отделенную стружку в непосредственной близости от зоны резания, хотя и позволяет частично удалять стружку из пространства паза (то есть при самостоятельном использовании также не обеспечивает удаление из зоны обработки).

При этом в известных работах в этой области [3, 4 и др.] вопросы создания, функционирования, а также моделирования существующих устройств для принудительного удаления стружки с целью определения их параметров практически не рассматриваются. Поэтому исследования, направленные на решение этих вопросов, являются актуальными.

Общие положения.

Выполненный анализ рабочих процессов при фрезеровании ПЗОС позволил предложить две основные конструктивные схемы устройств для своевременного удаления стружки:

- принудительное удаление стружки из пространства между зубьями фрезы за счет напорной подачи СОТС по каналам в теле инструмента (рис. 1). Применительно к этой схеме разработаны новые технические решения, имеющие патентную защиту (например, рис. 1а, 1б);
- совместное использование устройств для принудительного удаления стружки из пространства между зубьями и устройств для принудительного удаления, расположенных вне режущего инструмента (рис. 2).

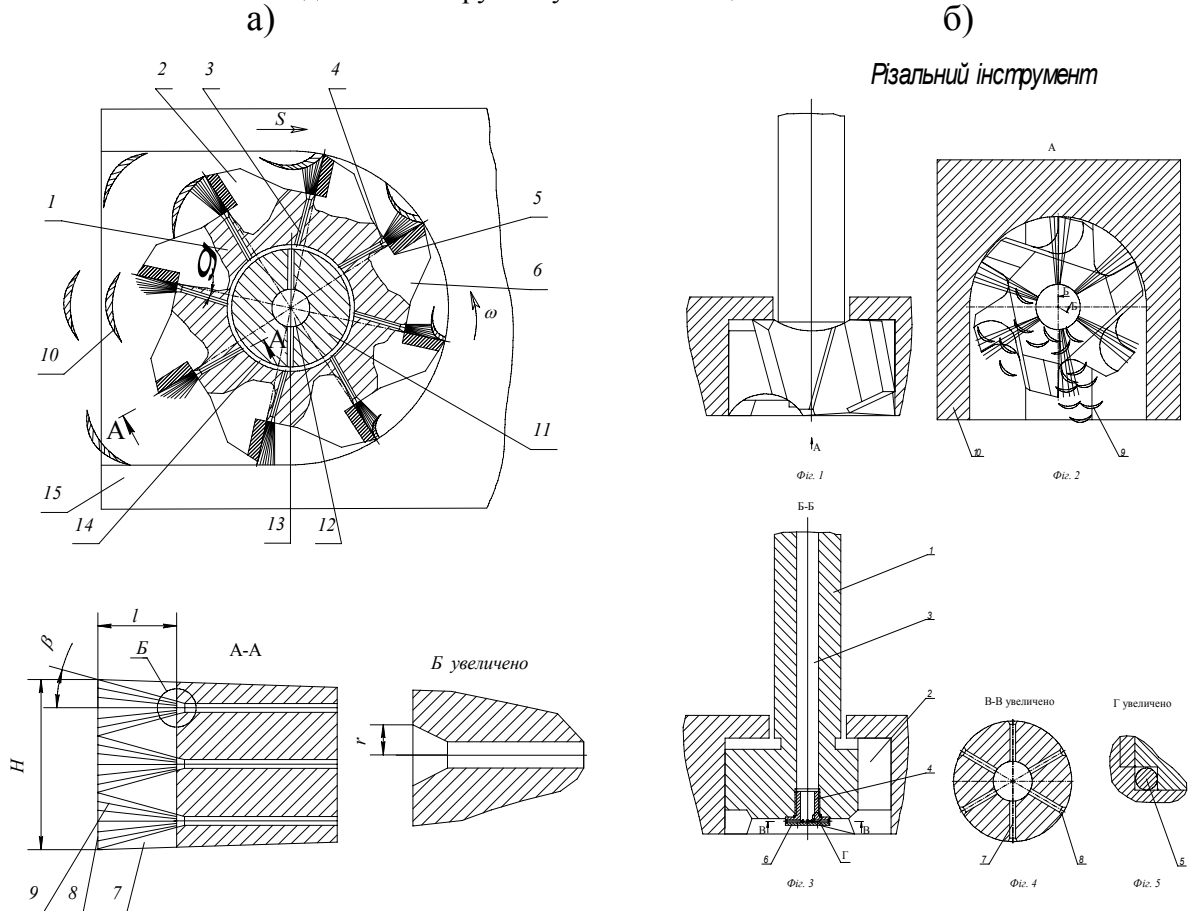


Рисунок 1 – Устройства для воздействия на стружку в пределах режущего инструмента: а) Патент Украины № 68794; б) Патент Украины № 71320

Оба решения имеют ряд общих существенных особенностей, главными среди которых являются:

- общий объект воздействия – отделенная стружка,
- одинаковый характер воздействия на стружку – силовой (гидродинамический или пневмо-гидродинамический);
- единая цель воздействия на отделенную стружку – её принудительное удаление.

При этом для предлагаемых схем, вне зависимости от рабочей среды (жидкости, воздуха, водо-воздушной смеси и др.), характерны два фундаментальных признака:

- непрерывность воздействия;
- детерминированный характер воздействия.

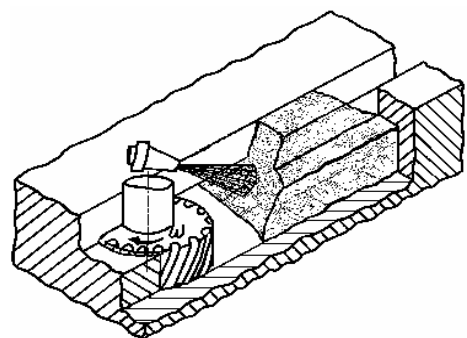


Рисунок 2 – Схема принудительного удаления стружки из пространства ПЗОС за счет подачи СОТС вне режущего инструмента

Основная часть

Подходы, предлагаемые для моделирования, можно условно разделить на следующие основные группы:

- геометрический подход, предусматривающий анализ изменения во времени и сравнение между собой объемов свободного пространства между зубьями фрезы и объемов отделенной стружки;

- кинематический подход, предусматривающий исследование траектории перемещения и других кинематических параметров элементов стружки;

- силовой подход, предусматривающий анализ изменения во времени и пространстве системы сил, действующих на элементы стружки, а также параметров напряженного состояния массива перемещаемой стружки.

Раздельное использование каждого из перечисленных подходов, либо их последовательное применение, позволяет синтезировать отдельные модели и решать некоторые частные задачи, удовлетворяющие практику создания устройств удаления стружки.

Однако, для наиболее эффективного и полного решения задач создания современных металлорежущих систем, моделирование рабочих процессов устройств удаления стружки предполагает *комплексный геометро-кинематико-силовой подход*, предусматривающий совместное одновременное использование потенциальных возможностей всех перечисленных подходов.

Моделирование рабочих процессов устройств удаления стружки предусматривает использование двух основных критериев эффективности - производительности по ее удалению и расхода рабочей жидкости (СОТС) или смеси (для механо-пневно-гидродинамических устройств). Таким образом, рассматриваемые задачи моделирования являются двухкритериальными. Указанные критерии являются основой для синтеза соответствующих моделей.

Основными целями моделирования рабочих процессов устройств удаления стружки являются:

- структурная оптимизация – разработка оптимальной для заданных условий обработки конструктивной схемы устройств удаления стружки;

- параметрическая оптимизация устройств удаления стружки применительно к рассматриваемой схеме и условиям обработки.

При моделировании приняты следующие исходные положения:

- перемещение и накопление элементов стружки рассматривается в период времени (на угле поворота фрезы) после их полного отделения. То есть, процессы отделения стружки, ее схода и другие компоненты процесса резания не рассматриваются. При этом геометрические параметры режущего инструмента (длина передней поверхности зуба, высота зуба, значения переднего и заднего углов, угла затылка зуба, угла наклона стружечной канавки, радиуса впадины для выхода стружки и др.), параметры, влияющие

на образование элементов стружки (толщина среза, коэффициент усадки и др.), и кинематические характеристики процесса резания (скорость резания, скорость подачи и др.) рассматриваются в качестве варьируемых параметров моделируемого процесса. Их значения выбираются в соответствии с действующими нормативными документами [5, 6];

- пакетирование стружки и связанные с ним последствия не рассматриваются, поскольку эффективная работа устройств удаления стружки исключает это явление;

- вектор скорости схода элемента стружки направлен от периферии к центру инструмента. Это обуславливает перемещение элемента стружки после его отделения в этом же направлении (скорость схода элемента стружки по передней поверхности зуба фрезы принимается, в соответствии с [7], равной скорости резания). Поэтому, при расчетной схематизации элемент стружки располагается у стружечной канавки зуба фрезы;

- процессы, связанные с затуплением режущих кромок инструмента, не рассматриваются, так как не оказывают непосредственного влияния на накопление и перемещение элементов стружки;

- динамический характер процесса фрезерования ПЗОС при моделировании учитывается интегрально путем использования соответствующих значений коэффициента трения (коэффициента трения движения).

При разработке математических моделей введены следующие допущения:

- элемент стружки - единичное однородное абсолютно жесткое материальное тело с заданными постоянными параметрами состояния поверхностного слоя. Упругими деформациями и изменением качества поверхности элементов стружки можно пренебречь, так как эти параметры не оказывают существенного влияния на процессы перемещения и накопления элементов стружки;

- взаимосвязями между элементами стружки (сцеплением, внутренним трением и т.п.) можно пренебречь.

Эффективная работа устройств удаления стружки обуславливает наличие в пространстве между зубьями фрезы не более одного – двух элементов стружки. Поэтому при моделировании перемещения элементов стружки как в пространстве между зубьями фрезы, так и вне его, вероятностью их взаимодействия можно пренебречь.

При перемещении массива скопившейся стружки вдоль паза, этот массив представляет собой единое сыпучее тело (тело волочения), взаимодействием составляющих элементов которого при моделировании процесса можно пренебречь;

- налипанием элементов стружки на зубьях фрезы вследствие применения СОТС можно пренебречь. Значение сил принудительного гидродинамического воздействия на элемент стружки значительно превышает значение сил прилипания.

Рабочий процесс устройств удаления стружки при фрезеровании закрытых профильных пазов в общем случае реализуется посредством взаимодействия режущего инструмента (фрезы) и его конструктивных элементов (каналов, насадков и др.) с весьма разнородными средами – сыпучей (стружка), а также жидкой или водовоздушной (СОТС). Исследование такой многофакторной сложной системы определяет необходимость использования моделей различных видов.

1. Регрессионные модели, базирующиеся на концепции “черного ящика” и создаваемые на основе экспериментальных данных практически без изучения закономерностей физических явлений, лежащих в основе изучаемых процессов.

Такой вид модели принят для определения сил гидродинамического воздействия напорных струй жидкости на массив перемещаемой стружки.

Область корректного применения модели распространяется исключительно на исследованный диапазон изменения рассматриваемых конструктивных и режимных параметров. Установление общих закономерностей изменения силы гидродинамического воздействия напорных струй СОТС является предметом исследований газовой динамики, технической гидродинамики и др., требует выполнения специальных исследований большого объема и выходит за рамки настоящей работы. В тоже время, в исследованном диапазоне возможного изменения параметров рассматриваемых устройств удаления стружки, разработанная регрессионная модель обеспечивает необходимый уровень адекватности и точности.

2. Аналитические математические модели, базирующиеся на концепции “прозрачного ящика” и создаваемые на основе достаточного количества информации о структуре системы, ее параметрах и традиционных методах математического описания. Аналитическое моделирование предполагает использование математической модели в форме уравнений различного вида, дополненных системой ограничений. Подразумевается также наличие однозначной вычислительной процедуры точного решения уравнений [8].

Такой вид модели принят для моделирования процессов перемещения и накопления стружки в пространстве между зубьями фрезы и в обрабатываемом пазу [9].

3. Математические модели, воспроизводящие алгоритм функционирования (имитирующие рабочий процесс) исследуемой системы во времени при различных сочетаниях значений параметров системы и внешней среды [8].

Частные аналитические и регрессионные модели, принятые при моделировании функционирования устройств удаления стружки из ПЗОС, в совокупности служат базой для создания интегральной модели функционирования устройств удаления стружки. Эта модель позволяет

решать все те задачи, что и каждая из частных моделей, а также ряд принципиально новых задач: определения производительности по удалению стружки для заданных условий обработки; структурной и параметрической оптимизации и др.

Для создания интегральной модели функционирования устройств удаления стружки принят аналитико-экспериментальный метод, наиболее эффективный при существующем состоянии рассматриваемого вопроса. Метод предусматривает следующие основные этапы его реализации:

- математическое описание функционирования рассматриваемой системы на основе закономерностей процесса накопления и удаления элементов стружки;

- проверка адекватности модели по результатам экспериментального определения интегральных показателей эффективности системы удаления стружки (производительности и качества обработки) в представительных условиях.

Вывод

Разработаны методические основы математического моделирования рабочих процессов устройств, разрабатываемых для удаления стружки из закрытых и полужакрытых профильных пазов (Т-образных, типа «ласточкин хвост» и т.п.), а также других пазов с затрудненным отводом стружки при их фрезеровании.

Литература

- 1 Родин П. Р. Металлорежущие инструменты: Учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – К.: Вища шк. Головное изд.-во, 1986. – 455 с.
- 2 И. И. Семенченко, В. М. Матюшин, Г. Н. Сахаров. Проектирование металлорежущих инструментов. "Машгиз", Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, Москва, 1962.
- 3 Алексеенко А.В. Сбор и переработка металлической стружки. -М., Машиностроение, 1980, 120 с.
- 4 Власов А.Ф. Удаление пыли и стружки от режущих инструментов. -3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. - 240 с.
- 5 ГОСТ 7063 – 72 (СТ СЭВ 115 – 79, СТ СЭВ 4632 – 84). Фрезы для обработки Т-образных пазов. Технические условия. – М.: Изд. стандартов, 1985.
- 6 ГОСТ 10673 – 75. Фрезы с напаянными твердосплавными пластинами для обработки Т-образных пазов. Технические условия. – М.: Изд. стандартов, 1985.
- 7 Грановский Г. И., Грановский В. Г. Резание металлов: Учебник для машиностр. и приборостр. спец. вузов. – М.: Высш. шк., 1985. – С. 65.
- 8 Гульятеев А.К. MATLAB 5.2. Имитационное моделирование в среде Windows: Практическое пособие. – СПб.: КОРОНА принт, 1999. – 288 с.
- 9 Нечепав В. Г., Гнисько А. Н. Теоретические исследования процесса удаления стружки при фрезеровании закрытых профильных пазов. Резание и инструмент в технологических системах: Межд. научн.-техн. сборник.– Харьков: НТУ «ХПИ», 2005. – Выпуск 69. – С. 211-218.

УДК 658.51:004.73

Колот Л.П., Ковалевская Е.С.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

УМЕНЬШЕНИЕ ОСТАТОЧНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ НЕЖЕСТКИХ ДЕТАЛЕЙ ПУТЕМ ПРАВКИ В ЭЛЕКТРОМАГНИТНОМ ПОЛЕ

In operation the research of application of a rational method of a heightening of an exactitude of unrigid details is considered by influence on their structure of an electromagnetic field. In outcome the optimum parameters of a working medium of an electromagnetic field are offered.

Введение

В современном машиностроении неуклонно растут требования к точности изготовления деталей машин, что вызывает необходимость применения различных методов, обеспечивающих требуемые параметры изделий.

Известно, что детали, которые по своей форме и размерам являются нежесткими, в процессе их изготовления получают остаточные деформации. В частности, в плоскостных нежестких деталях возникают погрешности формы в виде отклонений от прямолинейности, выходящих за пределы допустимых после финишных операций.

Для уменьшений этого вредного влияния существует много способов, которые можно сгруппировать по своему назначению на:

- способы, обеспечивающие снижение величины внутренних остаточных напряжений в металле;
- способы, обеспечивающие равновесие внутренних напряжений без их существенного изменения после обработки.

Анализ исследований и публикаций по проблеме

Первые способы известны довольно давно и широко применяются в машиностроении, но обладают существенными недостатками, главным из которых является невозможность полного удаления остаточных напряжений, что, в конечном счете, при обработке резанием приводит к появлению остаточных деформаций.

Ко вторым способам относится ряд технологических приемов, которые применяются при механической обработке нежестких деталей. Это рациональное распределение припусков при обработке заготовок с двух противоположных сторон [1]. При односторонней обработке заготовок способ предварительного упругого пережима заготовки в сторону предполагаемого коробления ее после механообработки [2], способ управления

короблением рациональной силой резания P_y [3]. На финишных операциях, например при плоском шлифовании, применение ферромагнитного порошка в качестве компенсатора начального прогиба детали [4], способ компенсации коробления поверхностным пластическим деформированием как при односторонней обработке [5], так и при двухсторонней [6]. Таким образом, все способы, отнесенные ко второй группе, базируются на создании равновесного состояния в деталях, путем искусственного местного внедрения дополнительных остаточных напряжений, чем компенсируются удаленные.

Исправления погрешностей в производственных условиях осуществляются процессом правки, который трудноуправляемый и поэтому не всегда приводит к ожидаемому эффекту.

Для уменьшения остаточных напряжений была проведена серия экспериментов по правке нежестких плоскостных деталей в электромагнитном поле.

Экспериментальные исследования

Объектом исследований являлись образцы из стали 20Х, размерами $L \times V \times H = 100 \times 20 \times 6$ мм и эталонные планки (рисунок 1). Образцы имели исходную погрешность формы f_H в пределах $0,05 \dots 0,1$ мм.

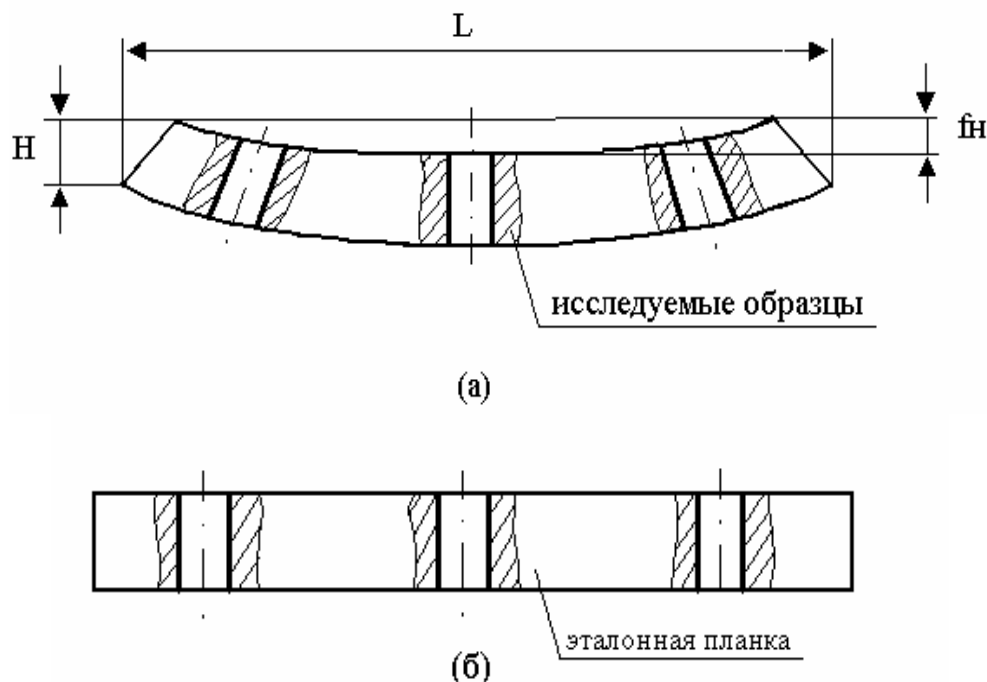


Рисунок 1- Объект исследований

Перед помещением в электромагнитное поле образцы жестко закрепляли к эталонным планкам, которые не имели погрешности формы (рисунок 2).

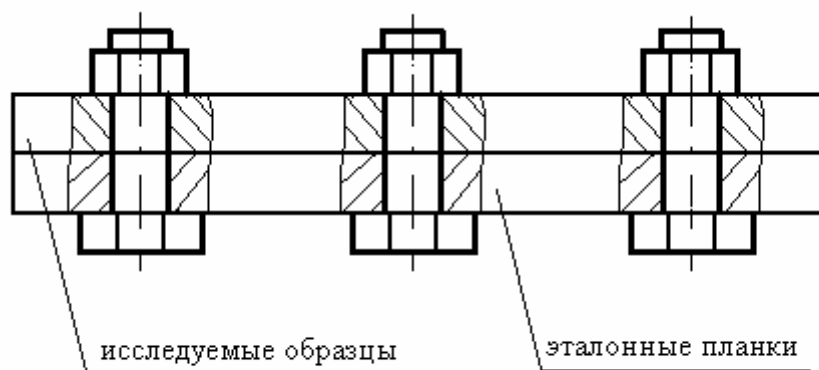


Рисунок 2 - Закрепление образцов перед электромагнитной правкой.

При закреплении образцов получали деформацию на величину f_H , причем предполагается, что она осуществляется в зоне упругости. Поскольку исследованию подвергались образцы с незначительным разбросом значений $f_H=0,05 \dots 0,1$ мм, допускалось, что на конечный результат их значение не оказывало существенного влияния.

Таким образом, исследуемые образцы помещали в электромагнитное поле в состоянии отсутствия погрешностей формы.

Электромагнитное поле создавалось в специальном устройстве, изготовленном научно-техническим центром “Инструмент” при ДГМА.

Как известно, остаточные деформации и остаточные напряжения неразрывно связаны между собой, т.е. изменение деформаций есть следствие изменения остаточных напряжений. Сильное магнитное поле вызывает изменение структуры поверхностного слоя заготовки, т.е. диспергацию или коагуляцию карбидных составляющих, что способствует перераспределению имеющихся внутренних напряжений. Остаточный аустенит в материале заготовки под действием магнитного поля переходит в безструктурный мартенсит, происходит изменение объема поверхностного слоя, что способствует снижению остаточных напряжений по границам зерен металла, а кроме того изменяется структура металла, чем улучшаются физико-механические свойства материала.

Напряженность магнитного поля равнялась 2×10^5 А/м, что соответствовало магнитной индукции приблизительно 1Тл. Образцы в закрепленном состоянии поочередно помещали в магнитное поле и держали в нем с разной продолжительностью времени в интервале от 1 до 6 циклов, 1 цикл = 65 сек. На графике (рисунок 3) показана зависимость результирующей

погрешности формы образцов f_p после помещения в магнитное поле и последующего размагничивания от исходной кривизны f_H и времени t пребывания в магнитном поле.

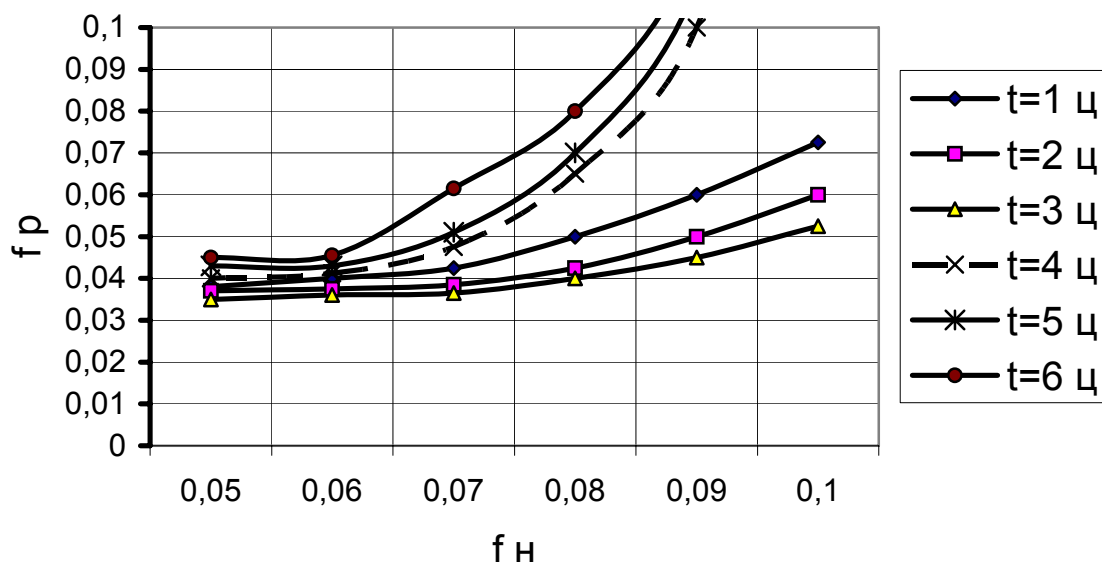


Рисунок 3- График зависимости f_p от f_H и времени обработки t в магнитном поле.

Из графика видно, что наибольший эффект обработки электромагнитным полем достигается при времени обработки $t=3$ цл, т.е. 195 сек., при увеличении времени до 6 циклов результирующая погрешность увеличивается в сравнении с исходной.

С физической точки зрения уменьшение остаточных деформаций при помещении образцов с предварительным упругим деформированием в магнитное поле можно объяснить следующим образом. Благодаря магнитному эффекту металл, имеющий внутренние напряжения изгиба σ , несколько изменяет модуль упругости E (E -эффект) [8], т.е. E увеличивается. А согласно теории чистого изгиба [9] (закон Гука) относительное изменение ε волокна, находящегося на некотором расстоянии от нейтрального слоя равно:

$$\varepsilon = \sigma / E.$$

Выводы

Таким образом, увеличение модуля упругости при намагничивании приводит к уменьшению относительного удлинения ε , т.е. к правке образца. А что касается оптимального времени нахождения образца в электромагнитном поле для достижения требуемого эффекта, то можно предположить следующее. С увеличением времени процесса (больше 3-х циклов) появляется тепловой эффект, т.е. повышается температура материала об-

разцов. В связи с этим вступает в действие новый эффект, который требует дополнительных исследований. В данном случае следует ограничиваться оптимальным временем обработки образцов магнитным полем.

Поскольку в практике исходные заготовки могут иметь большой разброс значений f_n , то в дальнейших исследованиях это значение необходимо учитывать. Притом, большой интерес представляет наличие такого обстоятельства, при котором из-за большого значения величины f_n предварительная деформация будет пластической и соответствовать пределу текучести материала σ_m .

Оптимизацию процесса правки в электромагнитном поле предполагается осуществлять с помощью применения нейросетевых технологий, что позволит учитывать влияние всех вышеуказанных факторов на процесс правки (параметров электромагнитного поля, размеров образцов, их первоначальную кривизну, материал образцов и время обработки, их физико-химические свойства, температуру среды, в которой ведется обработка) процесса и в результате построить математическую модель влияния электромагнитного поля на физико-химическое состояние обрабатываемой детали с целью управления ее точностными и эксплуатационными качествами.

Литература

- 1 А.С. 263386(СССР).Способ механической обработки нежестких заготовок./В.Е.Койре, С.П.Гинкул.-Опубл. В Б.И.,1970,№7.
- 2 А.С.1364411(СССР). Способ односторонней обработки нежестких деталей./П.И.Ящерицын, С.П.Тикшы, В.А.Колот, Л.П.Колот. Опубл.в Б.И.1998, №1.
- 3 А.С.1757787(СССР).Способ односторонней механической обработки нежестких деталей./Л.П.Колот, Ю.Ф.Глазунов, В.А.Колот, А.В.Колот- Опубл.в Б.И. 1992, №32.
- 4 А.С.1526957(СССР).Способы обработки деталей./В.А.Колот, Л.П.Колот.- Опубл.в Б.И. 1989, №45.
- 5 А.С.865638(СССР)./С.П.Гинкул, В.А.Колот, Л.П.Колот- Опубл.в Б.И., 1981, №35.
- 6 А.С.1148766(СССР).Способы обработки нежестких плоскостных деталей./П.И.Ящерицын,В.А.Колот, С.П.Гинкул, Л.П.Колот - Опубл.в Б.И.1985,№13.
- 7 Шулев Г.С. Стабилизация свойств точных деталей машин с использованием магнитного поля и электрического тока. - Сб.докладов международного научно-технического семинара, Варна, 1987г.
- 8 Дятлов А.В.Внутренние напряжения в металлических конструкциях. -Москва-Ленинград, НКТН, 1935, 101с.
- 9 Трофимова Т.И.Курс физики, М.\ “Высшая школа”, 1990,461с.

УДК 621.87

Драган А., Дячун А.
ТДТУ, м. Тернопіль, Україна

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИГОТОВЛЕННЯ ГОФРОВАНИХ ГВИНТОВИХ ЗАГОТОВОК

Shown analytical dependence out for determination of effort at making of flutes on the rectilinear purveyance and effort with structural parameters at forming of the spiral corrugated semis. Information practical recommendations in relation to development of technological process of forming of these semis.

Вступ

У різних галузях народного господарства і в сільськогосподарському виробництві перспективу використання мають гофровані гвинтові деталі різних шнекових робочих органів, особливо у конструкціях гвинтових змішувачі, протруювачів, теплообмінниках та ін. Їх використання зумовлено такими основними характерними особливостями:

- у механізмах з невстановленим режимом руху, за умови максимального використання робочого об'єму, забезпечується значна інтенсифікація переміщення та сепарації;
- підвищення міцності спіралей на згин і розтяг;
- можливість впровадження прогресивних технологій виготовлення широко стрічкових гвинтових елементів.

Як показав аналіз відомих досліджень, найбільш поширені гвинтові гофровані заготовки (ГГЗ) некерованого довільного профілю, які не відповідають вимогам технологічних процесів змішуванні і якості продукції [1, 2].

Одним із перспективних напрямків підвищення продуктивності праці і якості продукції при роботі ГГЗ є формоутворення цих заготовок із заданим профілем.

Робота виконана згідно координаційного плану Комітету з питань науки і техніки та Міністерства освіти і науки України з розділу "Машинобудування", "Високоєфективні технологічні процеси в машинобудуванні" на 2000-2005 рр. Тому метою даної роботи є розроблення технологічного процесу формоутворення гофрованих заготовок широкого конструктивного діапазону.

Основна частина

Одним із способів виготовлення ГГЗ є формування гофр за допомогою зубчастих коліс з відповідним профілем зубів (рис. 1).

Розглянемо процес утворення гофрованих заготовок прямозубими колесами (рис.1).

Визначимо зусилля P_0 , яке необхідне для гнуття заготовки у вигляді стрічки між двома прямозубими колесами.

Розглянемо цей випадок, як балку, що загинається навколо робочих кромek зубів в чотирьох точках E з радіусом згину r .

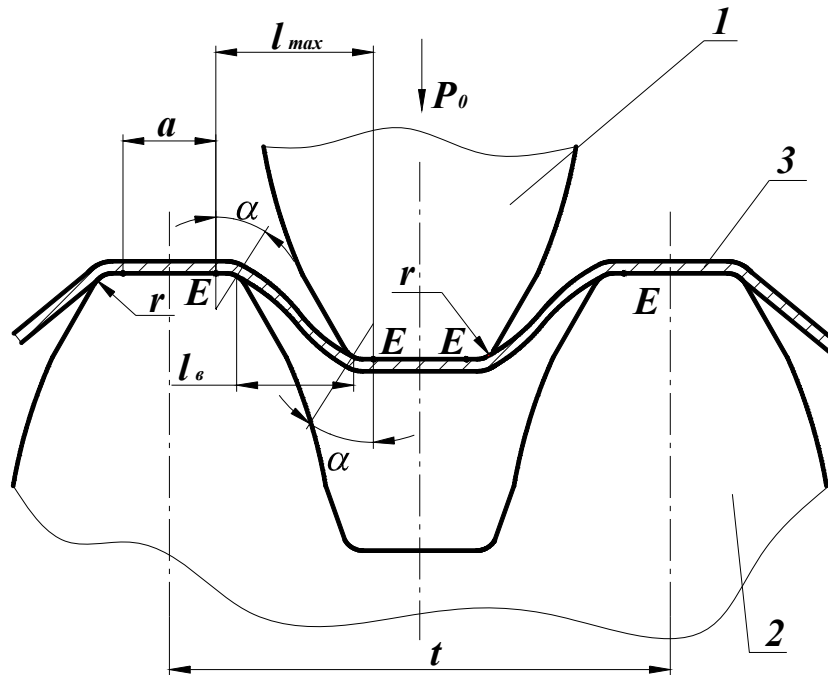


Рисунок 1 – Розрахункова схема гороутворення
1 – зуб верхнього колеса, 2 – зуб нижнього колеса, 3 – заготовка

Із умови рівності згинних моментів зовнішніх і внутрішніх сил можна вивести рівняння [3]:

$$M = P_0 \cdot l_B = 4W(1,5 + \varepsilon_b)\sigma_b = \frac{4bs^2}{6}(1,5 + \varepsilon_b)\sigma_b, \quad (1)$$

де W - момент опору гнуттю, мм^3 ;

ε_b - відносне видовження даного матеріалу при розтягу взірця заготовки в момент початку утворення шийки;

σ_b - тимчасовий опір розриву, Н/мм^2 ;

b - ширина стрічки, мм ;

S - товщина стрічки, мм ;

l_ε - величина плеча, яке змінюється по мірі опускання зуба у впадину визначається із геометричних співвідношень, мм .

$$l_\varepsilon = \frac{t}{2} - a - 2r \cdot \sin \alpha, \quad (2)$$

де t - крок зубів, мм ;

a - величина прямолінійної ділянки зуба, мм;
 r - радіус заокруглення при вершині зубів, мм;
 α - кут гнуття, що утворюється в результаті переміщення крайньої точки контакту матеріалу із заокругленнями зубів, град.

Тоді:

$$P_0 = \frac{4bS^2(1,5 + \varepsilon_b)\sigma_b}{6\left(\frac{t}{2} - a - 2r \cdot \sin \alpha\right)}. \quad (3)$$

Оскільки, крім зусилля, потрібного для гнуття, доводиться також долати силу тертя між поверхнею деталі і робочими кромками зубів при переміщенні заготовки, то дійсне зусилля P буде завжди більшим на величину сили тертя F_{mp} , яку при коефіцієнті тертя $\mu = 0,3$ можна прийняти з деяким запасом:

$$P = P_0 + F_{mp} = 1,3P_0.$$

Аналізуючи процес формоутворення гофр між двома конічними зубчастими колесами (рис. 3), встановлено, що згідно (2) плече l_g буде змінюватися рівномірно вздовж всієї ширини заготовки.

Звідси сила гофроутворення на більшому радіусі гнуття буде нижчою ніж на меншому радіусі гнуття.

Крім цього внаслідок виникнення різниці напружень по ширині стрічки утворюється гофрована спіралевидна поверхня.

Зусилля, що необхідне для гофрування двома конічними зубчастими колесами P_{cp} визначаємо як середнє значення зусиль гнуття по більшому і по меншому радіусах з врахування сили тертя на переміщення заготовки.

$$P_{cp} = 1,3 \frac{P_3 + P_B}{2}, \quad (4)$$

згідно (3)

$$P_3 = \frac{4bS^2(1,5 + \varepsilon_b)\sigma_b}{6\left(\frac{t}{2} - a_3 - 2r_3 \cdot \sin \alpha\right)}; P_B = \frac{4bS^2(1,5 + \varepsilon_b)\sigma_b}{6\left(\frac{t_B}{2} - a_B - 2r_B \cdot \sin \alpha\right)}, \quad (5)$$

де P_3 і P_B - відповідно зусилля гороутворення по більшому і по меншому радіусах, Н.

t_3 і t_B - відповідно крок зубів на зовнішньому і на внутрішньому діаметрах конічних зубчастих коліс, мм;

a_3 і a_B - відповідно величини прямолінійних ділянок зубів на зовнішньому і на внутрішньому діаметрах конічних зубчастих коліс, мм;

r_3 і r_B - відповідно радіуси заокруглення при вершинах зубів на зовнішньому і на внутрішньому діаметрах конічних зубчастих коліс, мм.

Можна використовувати прямі і конічні колеса із зубами, що відповідають профілю утворюваної гофри (рис. 2). Перевагами цього методу над попередніми є те, що утворюються криволінійні ділянки при гнутті, як показано на рис. 2.

Зусилля гофроутворення колесами із спеціальними зубами P_0 визначаємо аналогічно зусиллю при використанні модульних зубчастих коліс. Змінюється лише значення плеча l_e

$$l_e = \frac{t}{2} - 2r_3 \sin \alpha. \quad (5)$$

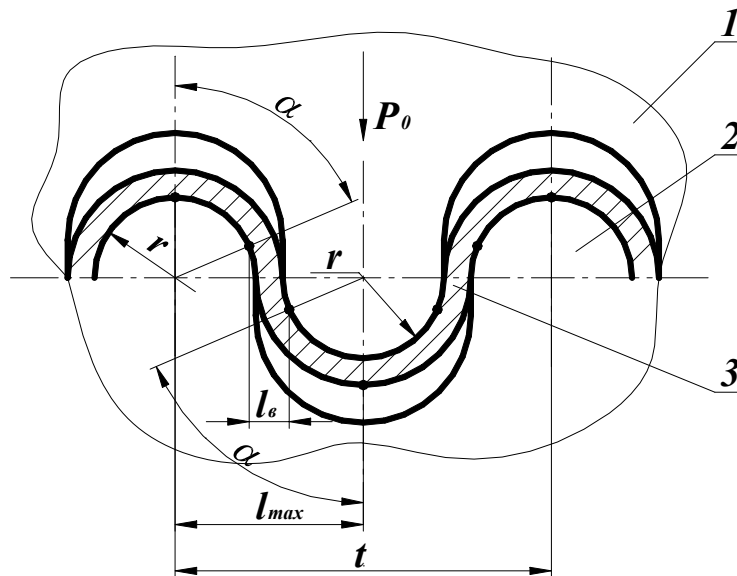


Рисунок 2 – Розрахункова схема гофроутворення колесами із спеціальним закругленим профілем зубів

1 – зуби верхнього колеса, 2 – зуби нижнього колеса, 3 – стрічка

$$\text{Для прямозубих коліс } P_{0np} = \frac{1,3 \cdot 4bS^2(1,5 + \varepsilon_b)\sigma_b}{6\left(\frac{t}{2} - 2r_3 \cdot \sin \alpha\right)}. \quad (7)$$

$$\text{Для конічних коліс } P_{cp} = 1,3 \frac{F_3 + F_B}{2}; \quad (8)$$

$$P_3 = \frac{4bS^2(1,5 + \varepsilon_b)\sigma_b}{6\left(\frac{t_3}{2} - 2r_{33} \cdot \sin \alpha\right)}. \quad P_B = \frac{4bS^2(1,5 + \varepsilon_b)\sigma_b}{6\left(\frac{t_B}{2} - 2r_{3B} \cdot \sin \alpha\right)}. \quad (9)$$

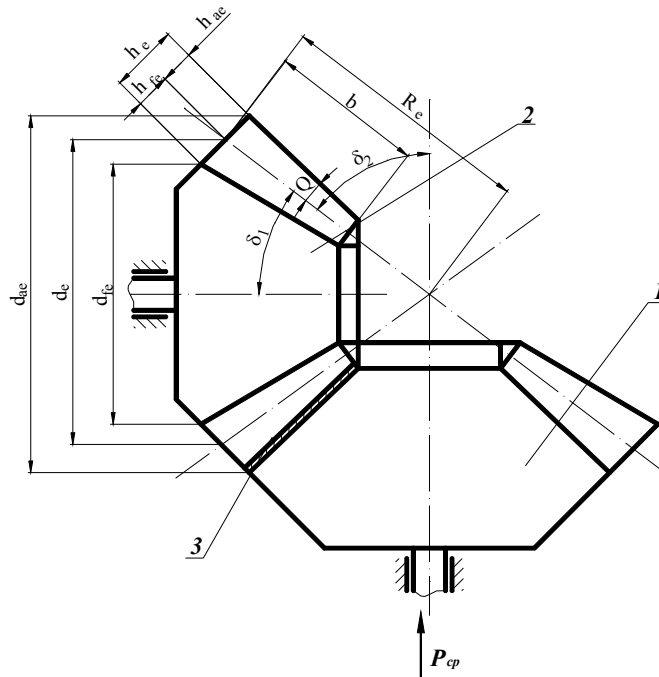


Рисунок 3 – Схема утворення гофрованої поверхні конічними колесами
1 – ведуче конічне колесо, 2 – ведене конічне колесо, 3 – заготовка

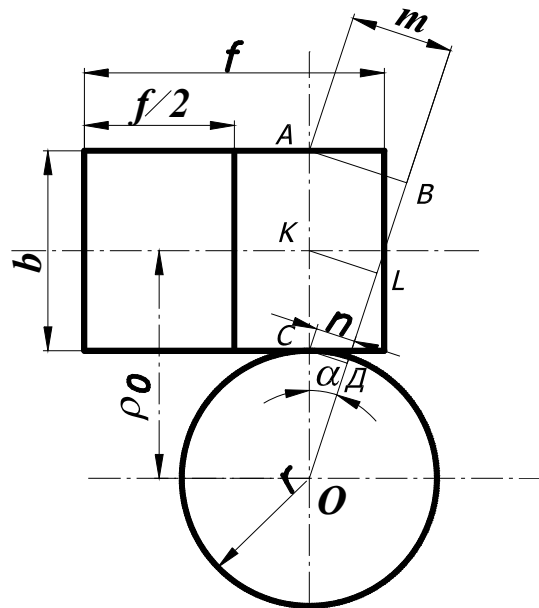


Рисунок 4 – Схема розрахунку деформації

Під час навивання гофрованої заготовки на оправку з радіусом рівним r відбувається розтяг зовнішніх шарів на величину Δm і стиск внутрішніх шарів на величину Δn .

Розглянемо елементарну частину гофрованої стрічки шириною b із кроком гофрування рівним f під час деформування навколо оправки (рис.

4). Розширення верхніх шарів Δm і стиснення нижніх Δn відбувається до умовного нейтрального шарі з радіусом ρ_0 . Прийемо його рівним приблизно $r + \frac{b}{2}$. Із фігури *СДО* визначаємо величину стиснутого шару n

$$n = \frac{\pi \cdot r}{180} \alpha, \quad (10)$$

де α з ΔKLO : $\alpha = \arcsin \frac{f/4}{\rho_0} \approx \arcsin \frac{f/4}{r + \frac{b}{2}}$.

Тоді величина стиску Δn рівна:

$$\Delta n = \frac{f}{4} - n = \frac{f}{4} - \frac{\pi \cdot r}{180} \arcsin \left(\frac{f/4}{\rho_0} \right). \quad (11)$$

Із фігури *ABO* визначаємо величину розтягнутого шару m

$$m = \frac{\pi \cdot (r + b)}{180} \cdot \alpha.$$

Тоді величина розтягу

$$\Delta m = m - \frac{f}{4} = \frac{\pi \cdot (r + b)}{180} \arcsin \left(\frac{f/4}{\rho_0} \right). \quad (12)$$

Висновки

1. Запропонований технологічний процес формоутворення ГГЗ складається з двох операцій – попереднього формоутворення гофр на прямолінійній стрічці і формоутворення гвинтової заготовки.

2. Виведені аналітичні залежності для визначення зусилля формоутворення гофр на заготовці.

3. Виведені аналітичні залежності для визначення зусиль формоутворення ГГЗ.

Література

- 1 Гевко Б.М. Технология изготовления спиралей шнеков. – Львов: "Вища школа", 1986.
- 2 Церна А.Е. Исследование и освоение процесса холодной прокатки лент шнеков. Автореф. дис. канд. техн. наук. – М., 1975. – 25 с.
- 3 Зубцов В.Е. Листовая штамповка. – М.: Машиностроение, 1985. – 295 с.
- 4 О. Гурик, І. Гевко, А. Драган До питання моделювання геометрії робочих органів гвинтових змішувачів. Вісник ТДТУ, 2002, Т. 7, № 4. – 54-60 с.

УДК 621.923:66/68

Гусев В. В., Лукашевич Е. А., Фомченко В.А.
ДонНТУ, ООО «Керамики» г. Донецк, Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ В КЕРАМИЧЕСКИХ СОПЛАХ ГИДРОСБИВА ОКАЛИНЫ И ВЛИЯНИЕ НА ИХ ПРОЧНОСТЬ СТРУКТУРНЫХ И ОБРАБОТОЧНЫХ ДЕФЕКТОВ

The influence of various defects of ceramic's structure on intense-deformed state of material at operation time was investigated. In the paper 3D simulation of intense-deformed state of material being exploitation was performed.

Введение

Основной характеристикой качества отдельной детали или изделия в целом является способность выполнять заданные функции в течение определенного промежутка времени. Эксплуатационные показатели деталей, наряду с условиями работы и физико-механическими свойствами взаимодействующих поверхностей деталей машин, определяются параметрами, характеризующими состояние их поверхностного слоя, которые формируются на всех этапах его изготовления. В настоящее время в мире наблюдается тенденция производства изделий из неметаллических и композиционных материалов, которые все шире заменяют металлы во многих отраслях промышленности. Особое место среди неметаллических материалов занимает конструкционная керамика (КК), что связано с ее уникальными физико-механическими свойствами. КК применяют для изготовления деталей, к которым предъявляются повышенные требования по жаростойкости, износостойкости, коррозионной стойкости, стойкости к воздействию химикатов и т.д.

Постановка задач исследований

В качестве примера эффективной замены металла на керамику можно привести ее использование в корпусе гидросбива окалины. Рабочая поверхность детали сопла гидросбива, которая работает в условиях абразивного изнашивания при значительных механических нагрузках. Поэтому корпус должен обладать не только достаточной твердостью, прочностью и вязкостью. В результате постоянной и непрерывной работы рабочая поверхность цельнометаллического корпуса сильно изнашивается, что приводит к необходимости его частой замены вследствие потери геометрической формы сопла. Нормативный срок эксплуатации составляет 10 дней. Разработка конструкций с использованием

конструкционной керамики, выбор материала и технологии должны осуществляться во взаимной связи. Керамическая вставка может изготавливаться из различных материалов, отличающихся по твердости, прочности, износостойкости и многим другим параметрам. Одним из основных критериев выбора материала керамики является прочность. В литературе указывается на необходимость обеспечения более чем четырехкратного запаса прочности таких хрупких материалов как конструкционная керамика [1]. Это связано с тем, что разрушение изделий из КК, инициируется развитием трещины из дефектов, которые подразделяются на внутренние, объемные (собственные структурные) и наведенные в результате воздействия механической обработки. Первые обусловлены технологией изготовления заготовок.

Экстремальные условия работы корпуса гидросбива окалины, сложность ее формы и трудоемкость изготовления делают исключительно трудным и дорогим осуществление натурного эксперимента, особенно, если речь идет об установлении предельных (разрушающих) нагрузок. Создание конструкций такого типа невозможно без совершенствования и автоматизации процесса проектирования, применения нового материала и технологий. Для исследования процессов происходящих в материале с дефектами под действием рабочей нагрузки можно использоваться метод конечных элементов (МКЭ) [4], который нашел широкое применение при решении задач теории упругости. Он позволяет анализировать напряженно-деформированное состояние сложных конструкций, учитывать анизотропию тел, а так же может быть использован для определения полей напряжений при вершине трещин в деформируемых телах. В настоящее время наибольшей популярностью среди различных инструментов решения задач МКЭ используется программный пакет ANSYS. Его программы сертифицированы на получение максимально точных решений поставленных задач.

Обработка керамических материалов ведется в основном алмазным инструментом из-за высокой твердости и хрупкости материала. Шлифование керамики сопровождается в основном хрупким разрушением припуска, в основе которого лежит образование трещин от силового воздействия режущего инструмента и термомеханического удара. Ранее проведенные исследования на прочность образцов из КК показали существенное влияния на нее структуры дефектного поверхностного слоя [2,3], которая зависит от напряженно-деформированного состояния зоны резания, а, следовательно, от выбора режущего инструмента и режимов резания.

Настоящая статья посвящена исследованию влияния структурных дефектов и дефектов механической обработки на прочность керамических

сопел гидросбива окалины, выбору материала КК с использованием программного пакета ANSYS, без учета влияния температурных напряжений в детали.

Результаты исследований

В качестве исследуемых материалов были использованы спеченный оксид алюминия Al_2O_3 (Сп), оксид алюминия горячепрессованный Al_2O_3 (Гп), диоксид циркония ZrO_2 и нитрид кремния горячепрессованный Si_3N_4 (Гп), физико-механические свойства которых приведены в таблице 1 [5].

Таблица 1 – Физико-механические свойства керамики

Материал	ZrO_2	Al_2O_3 (Сп)	Al_2O_3 (Гп)	Si_3N_4 (Гп)
Плотность ρ , $кг/м^3 \times 10^3$	5,95	3,8	3,9	3,1
Модуль упругости E , ГПа	205	350	365	310
Температура плавления T , $^{\circ}C$	2700	2050	2050	2000 разлож.
Коэффициент Пуассона, μ	0,2	0.21	0.24	0.28
σ_p , МПа при $20^{\circ}C$	120	220	360	400
$\chi = \sigma_p / \sigma_c$ при $20^{\circ}C$	0,06	0,11	0,11	0,1 -0,14

При моделировании напряженного состояния сопла гидросбива под воздействием турбулентного потока жидкости отобразить невозможно из-за нехватки программных средств. Вместо этого к поверхностям детали прикладывается распределенная статическая нагрузка (рис.1), которая приближенно отражает реальные условия работы. Таким образом, данный метод анализа, как и любой другой, вносит свои погрешности в процесс решения поставленной задачи, но при этом остается надежным, дешевым и достаточно точным. При решении задачи варьировалась нагрузка, прикладываемая к внутренним стенкам сопла от 20 до 60МПа.

Результаты моделирования, позволяют получить сведения о возникающих в материале изделия напряжениях. Разрушение корпуса из различной керамики можно предсказать, пользуясь феноменологическим критерием прочности (неразрушения), предложенный Г.С. Писаренко и А.А. Лебедевым [6] на основе многочисленных теоретических и экспериментальных исследований

$$\chi \cdot \sigma_i + (1 - \chi) \cdot \sigma_1 A^{1-J} \leq \sigma_p, \quad (1)$$

где $\sigma_i = (\sqrt{2})^{-1} \cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}$ – интенсивность напряжений, $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ главные напряжения; $\chi = \sigma_p / \sigma_c$ – отношение прочности материала на разрыв σ_p и сжатие σ_c ; A – коэффициент ($A=0,75$); $J = 3 \cdot \sigma_0 / [\chi \cdot \sigma_i + (1 - \chi) \cdot \sigma_1]$; $\sigma_0 = (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) / 3$ – шаровой тензор напряженного состояния.

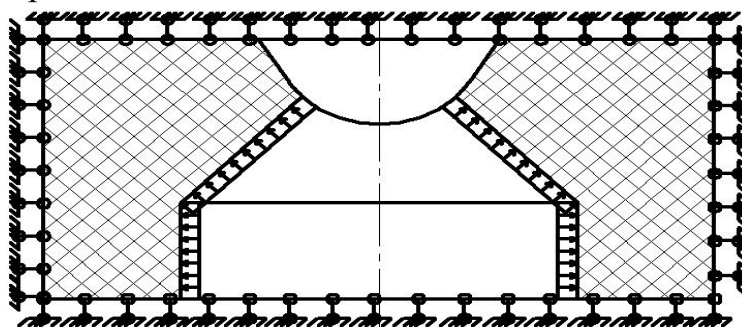
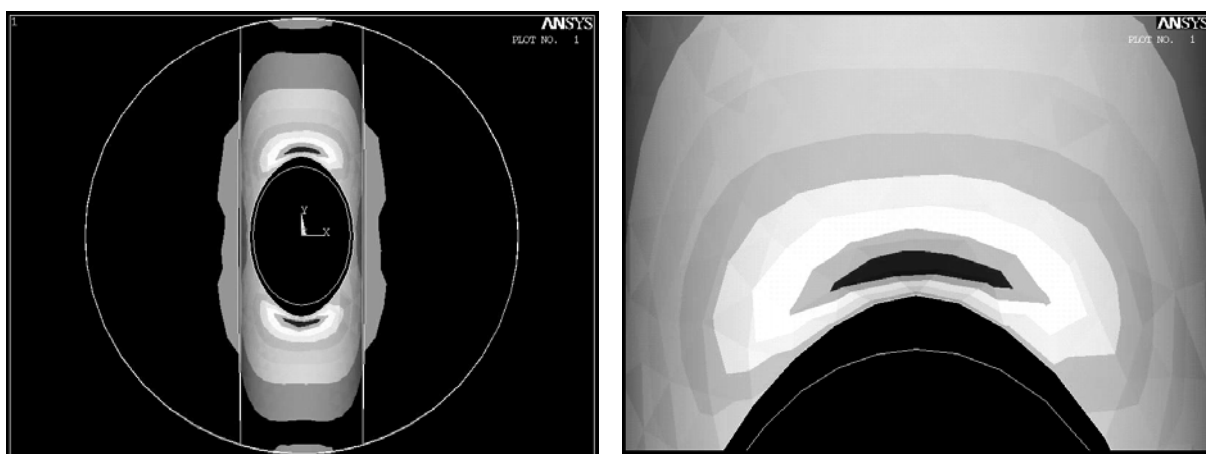


Рисунок 1 – Внешний вид керамической вставки в сопло гидросбива окалины с приложенной распределенной нагрузкой на внутренние стенки



а)

б)

Рисунок 2 – Распределение напряжений в образце без дефекта
а) общий вид; б) зона наибольших нагрузок у края отверстия

Параметр χ характеризует степень участия в разрушении сдвиговых деформаций, приводящих к предразрушению и затем к разрушению ($\chi=1$ – идеальная пластичность, $\chi=0$ – идеальная хрупкость). Рассматриваемые материалы близки к идеально хрупким материалам, в которых связь между напряжениями и деформациями подчиняются закону Гука вплоть до разрушения. Данный критерий согласуется с подходами механики квазихрупкого разрушения.

Характер распределения напряжений в керамической вставке без дефектов представлен на рис. 2. Как видно из рисунка напряжения в образце распределены симметрично. Наиболее нагруженной областью сопла является зона в непосредственной близости от овального выходного отверстия. Для этой зоны определяли давление жидкости, при котором происходило разрушение керамики в соответствии с критерием прочности (1). Критерий разрушения преобразуется в соответствующее уравнение теории максимальных растягивающих напряжений. Результаты расчета напряжений представлены на рис. 3. При отсутствии дефектов в поверхностном слое наиболее нагруженной зоны корпуса гидросбыва все исследуемые материалы выдерживают весь спектр приложенных нагрузок

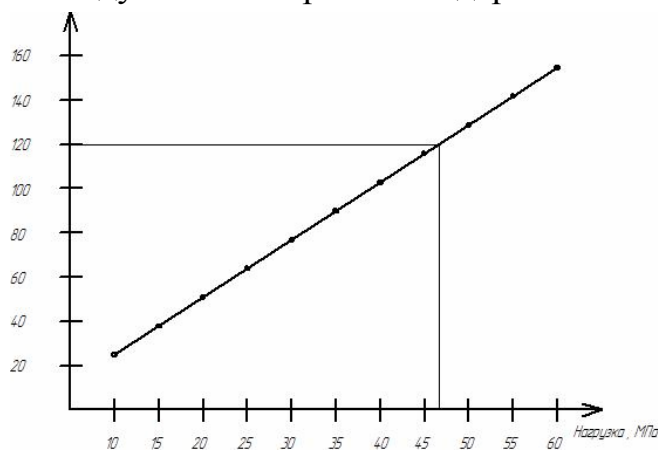


Рисунок 3 – Влияние давления во внутренней поверхности корпуса на приведенные растягивающие нагрузки у выходного отверстия в соответствии с критерием прочности (1) для ZrO_2

без разрушения материала изделия, за исключением ZrO_2 , который может разрушиться при давлении 47 МПа.

Заготовка из керамика не является сплошным материалом. Она состоит из большого количества пор, разбросанных по всей поверхности изделия и находящихся внутри него. Для оценки влияния дефектов структуры (пор сферической формы) в поверхностный слой вносились дефекты в виде полусферы, которая

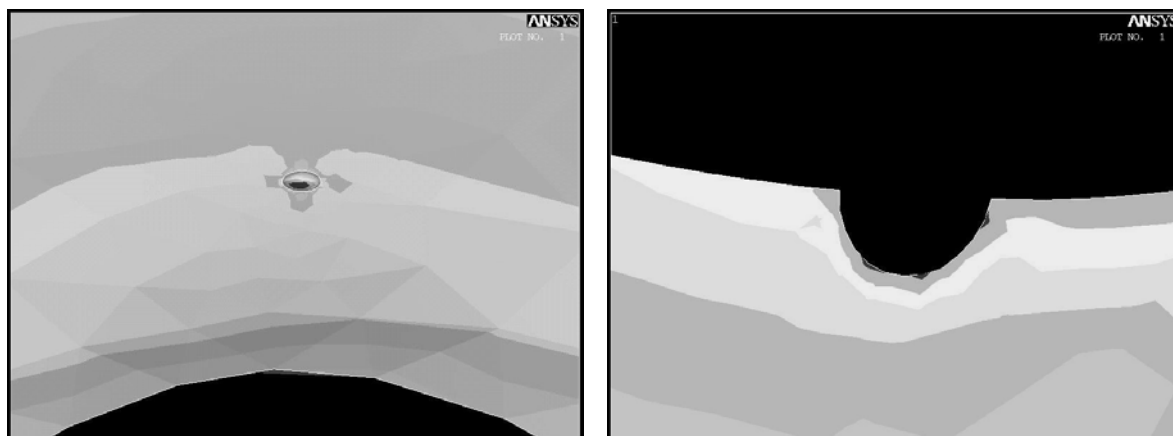
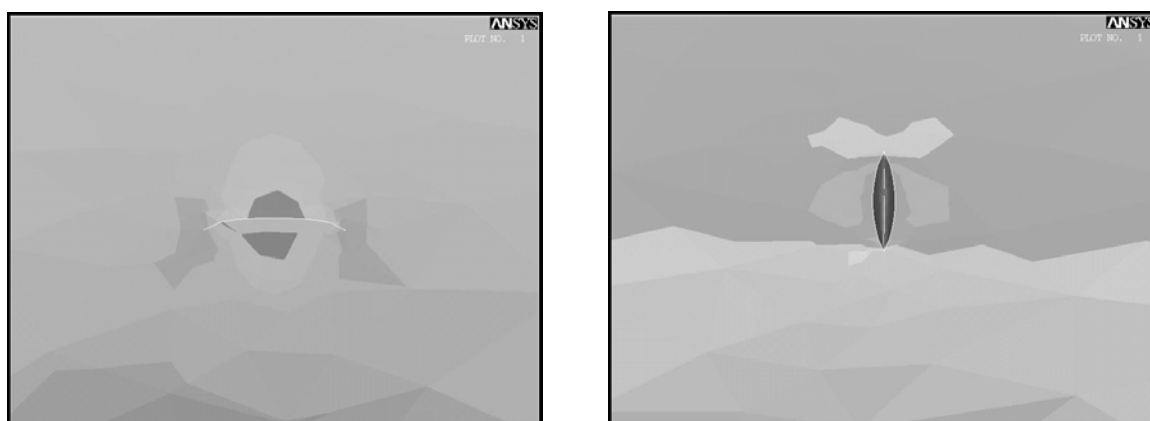


Рисунок 4 - Распределение напряжений в образце с порой
а) вид сверху; б) продольное сечение

моделировала пору, вскрытую при механической обработке. На рис.4 представлено распределение напряжений в наиболее напряженной зоне материале корпуса гидросбыва. Из рисунка видно, что происходит перераспределение напряжений на поверхности детали. В результате проведенного расчета было получено, что при наличии вскрытой при обработке поры в поверхностном слое сопло гидросбыва из Al_2O_3 (Сп) разрушается уже при нагрузке в 55,5 МПа, а при отсутствии ее при давлении 87 МПа.

При алмазно-абразивной обработке в поверхностном слое деталей возможно появление дефектов различной формы и размеров на поверхности. Для анализа влияния дефектов обработки на прочность корпуса в его, наиболее нагруженную область внесем дефект полудисковой формы с соотношением диаметра к ширине, направленного по нормали к наружной поверхности детали. Для анализа влияния направления трещины в поверхностном слое на прочность детали наибольший размер дефекта располагали поперек (рис.5а) и вдоль оси выходного отверстия гидросбыва (рис. 5б).



а) б)
Рисунок 5 – Распределение напряжений в образце (вид сверху) с дефектом
а) расположенным поперек оси отверстия; б) расположенным вдоль оси овального
отверстия

Как видно из рисунков наибольшие значения напряжений достигают у вершин трещин. Для этих точек в соответствии с феноменологическим критерием прочности нами определялась давление жидкости, при котором происходило начало разрушение. Величина обработочных дефектов варьировали от 10 до 40 мкм. Максимальное значение дефекта для Al_2O_3 (Сп) выбиралась по результатам работы [3]. Результаты расчета напряжений можно представить в виде графика (рис. 6).

В результате проведенного расчета было выяснено, что при наличии дефекта в поверхностном слое расположенного вдоль оси отверстия сопла гидросбыва, которая совпадает с направлением подачи при алмазном шлифовании фасонной наружной поверхности раструба. Сопло гидросбыва разрушается при нагрузке в 42 МПа. При наличии дефекта на поверхности детали поперек направления продольной подачи сопло разрушается при нагрузке в 52 МПа.

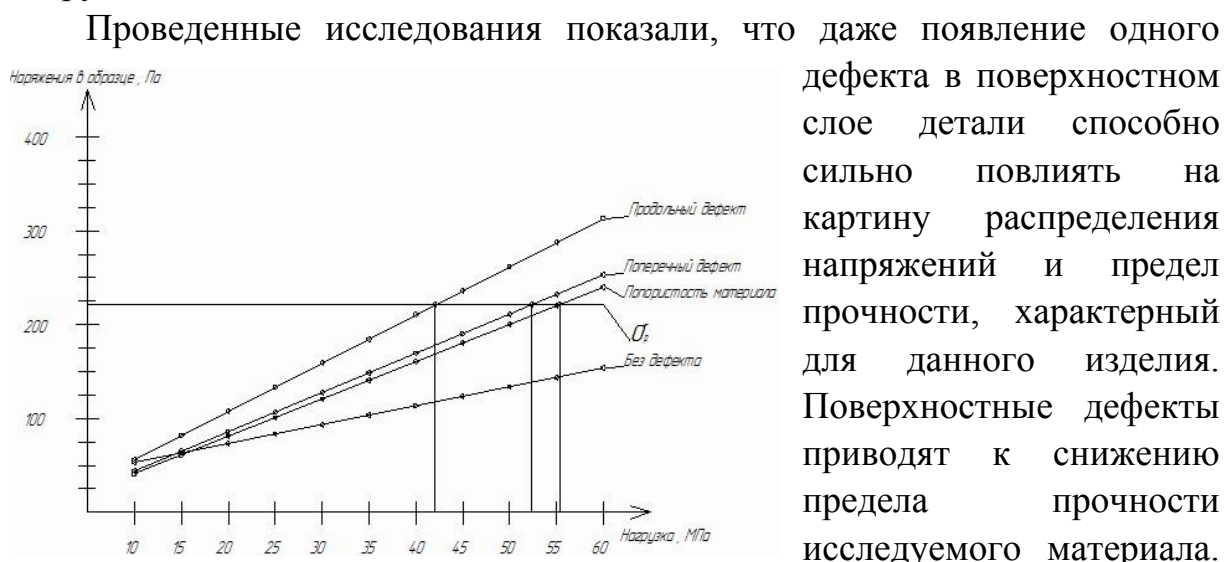


Рисунок 6 – Влияние структурных и обрабаточных дефектов, с учетом их ориентации, на достижение предельного состояния по прочности корпуса сопла из Al₂O₃ (Сп)

дефекта в поверхностном слое детали способно сильно повлиять на картину распределения напряжений и предел прочности, характерный для данного изделия. Поверхностные дефекты приводят к снижению предела прочности исследуемого материала. Увеличение размеров дефекта также приводит к снижению прочности деталей в соответствии с критерием Гриффитса

[6]. Структура дефектного слоя обработанной (плотности, распределения дефектов и глубина дефектного слоя) поверхности после шлифования существенно влияет на такой эксплуатационный показатель изделий из КК как прочность. Это предопределяет высокие требования к разработке технологического процесса изготовления деталей из КК на всех его этапах от получения заготовки до выбора схемы шлифования, характеристики алмазного круга и режимов резания.

Выводы

Таким образом, проведенные исследования показали, что использование программного пакета ANSYS позволяет существенно снизить трудоемкость выбора материала конструкционной керамики для конкретного изделия с учетом эксплуатационных нагрузок действующих при его работе, возможных структурных и обрабаточных дефектов, ориентации последних в поверхностном слое.

Применение МКЭ при анализе влияния обработочных дефектов на напряженно-деформированное состояние деталей в реальных условиях работы оказывает существенную помощь при разработке рациональных схем шлифования керамических материалов алмазным инструментом, обеспечивающих формирование дефектного слоя, не приводящего к преждевременному выходу из эксплуатации изделия.

Были разработаны конструкция и технологический процесс механической обработки корпуса гидросбыва с керамической вставкой. Использование в корпусе гидросбыва окалины оксидной керамики позволило увеличить срок их эксплуатации в 20-50 раз.

Литература

- 1 Беляков А.В. Технология машиностроительной керамики // Серия. Технология силикатных тугоплавких неметаллических материалов. – М.: ВИНТИ, 1988. – Том 1. - С. 3-71.
- 2 Гусев В. В. Обеспечение эксплуатационных характеристик поверхностного слоя конструкционной керамики //Справочник. Инженерный журнал с приложением. – М.: Машиностроение. – 2002. – Приложение №9 к журналу Инженерия поверхности. – С. 2-5.
- 3 Гусев В.В. Силы резания и формирование дефектного слоя при алмазном шлифовании керамики// Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. - Краматорськ: ДДМА. – 2003. - Вип. №13. - С. 70-76.
- 4 Калафатова Л.П. Прогнозирование качества поверхностного слоя при обработке изделий из технических ситаллов // Приложение №9 к журналу «Инженерный журнал. Справочник » Инженерия поверхности. – М.: Машиностроение. – 2002. - №9. –С. 5-8.
- 5 Андриевский А.Р., Спивак И.И. Прочность тугоплавких соединений и материалов на их основе: Справ. изд. – Челябинск: Металлургия, 1989. – 368с.
- 6 Панасюк В.В. Механика квазихрупкого разрушения. - Киев: Наукова думка, 1991. - 416с.

УДК.621.7.04.

Маковецкий А.В. , Маковецкий В.В.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

К КЛАССИФИКАЦИИ ОТДЕЛЬНЫХ ГРУПП ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ДАВИЛЬНЫХ РАБОТ

In article the offered categorization of the separate groups equipment. Except this is offered mathematical model founded on matrix function

Введение

Оборудования для ротационной вытяжки и обкатки, которое служит для получения разнообразных изделий из проката без снятия стружки известно достаточно давно и выпускается рядом немецких и американских фирм, а также фирм Украины и России. В СНГ такие станки выпускает Рязанский завод, Краматорское ОАО КЗТС и некоторые другие неспециализированные предприятия, к примеру, НПО Энергия. Кроме того, используются оборудование на основе модернизации металлорежущих станков разных групп.

Проблема состоит в том, что нет новых предложений по классификации выпускаемого оборудования, а известные классификационные схемы этого оборудования уже не освещают всю гамму выпускаемых станков либо носят ограниченный характер, соответствующий имеющемуся оборудованию [1,2]. Либо, как пример работа [2], посвящены только одному типу оборудования.

В отношении классификации необходимо отметить, что в работе [3] классификация основывалась на представлении смыслового делителя в виде $|P_n m_j|$, где P_n - соответствующие строки, а m - графы. При этом основным недостатком приведенного классификатора является его статичный характер, не раскрывающий развития технических систем, представляющих собой оборудование для давяльных работ.

В ряде трудов, [4] в лучшем случае рассматриваются схемы нового оборудования для ротационных процессов деформирования проката, однако не было предпринято попыток, классифицировать это оборудование.

Следовательно, есть потребность в разработке современной классификационной схемы, включающей прогнозные элементы. Это в первую очередь касается переналаживаемых установок для выпуска более широкой номенклатуры изделий чем ранее. Они являются незаменимыми в условиях как быстро меняющейся конъюнктуры, так и условиях производства широкой номенклатуры изделий.

Схема классификации давяльного оборудования

Для устранения таких недостатков была предпринята попытка разработать классификационно-эволюционная схему развития оборудования рассматриваемого типа установок, ограничиваясь в основном оборудованием для ротационной обкатки, вытяжки и формовки. Вариант схемы развития, приведен на рис.1.

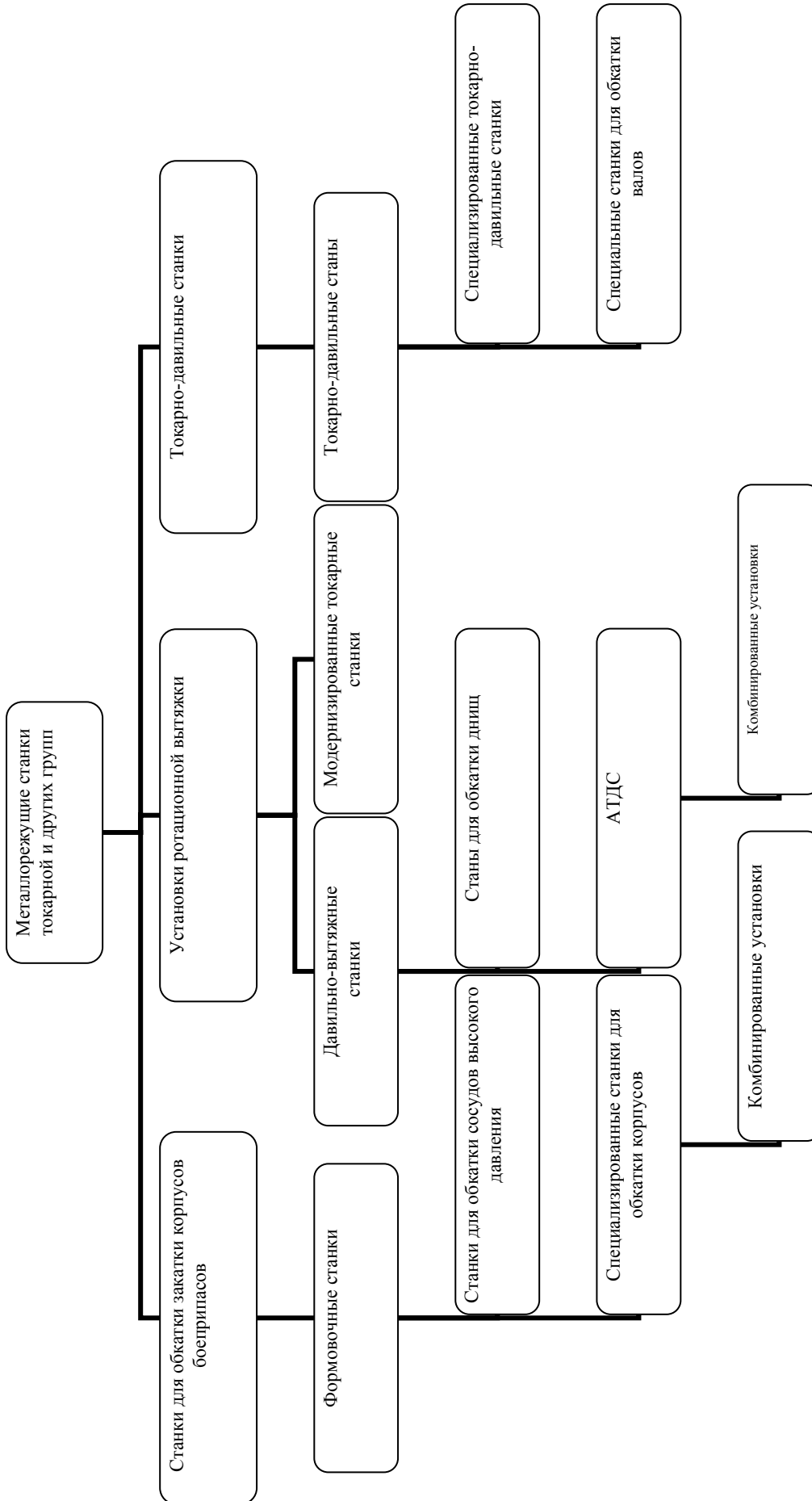


Рисунок 1 – Схема, иллюстрирующая развитие давильного оборудования на основе металлорежущих станков

оборудование		ротационной обкатки						ротационной вытяжки						ротационной формовки					
модификации		1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
1	рамные	1						1						1					
	литые	2	■					2						2					
2	горизонтальный	1		■				1						1					
	вертикальный	2						2						2					
3	электропривод	1			■			1						1					
	гидропривод	2						2						2					
	электрогидропривод	3						3						3					
4	инструмент качения	1						1						1					
	инструмент трения	2			■			2						2					
5	механический	1						1						1					
	гидравлический	2				■		2						2					
	электрогидропривод						■						■						■
6	механический	1					■	1						1					■
	гидравлический	2						2						2					
	пневматический	3						3						3					

Рисунок 2 – Фрагмент классификационной матрицы давилного оборудования (без учета условий деформирования), где наименование узлов: 1- станина, 2- шпиндель, 3- привод шпинделя, 4- инструмент, 5-привод инструментального блока, 6- механизм удержания заготовки

На рис.2 приведены схемы, иллюстрирующие использование или иных типов узлов для известных установок для закатки баллонов для иллюстрации оборудования ротационной обкатки [1], станка для ротационной вытяжки из листовой заготовки [2] и установки для формования днищ цистерн.

Однако рассмотрение фрагментарной схемы развития оборудования, рис.1, показывает, что существует тенденция, заключающаяся в совершенствовании так называемых комбинированных установок.

При этом необходимо отметить, что универсальное оборудование использовалось для деформирования полуфабрикатов одного типа либо разных. Примером этому может служить установка, описанная в работе [5].

В свою очередь схемы комбинированного оборудования [5], служат для получения изделий из различного типа полуфабрикатов из проката. Примером такого оборудования является схема, показанная на рис 3.

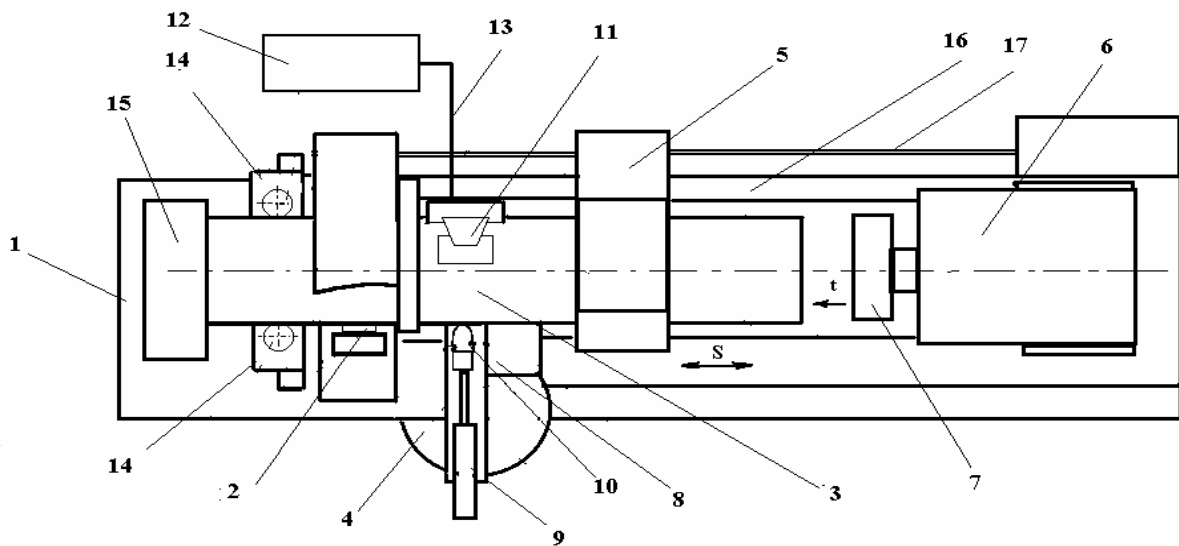


Рисунок 3 – Принципиальная схема комбинированной установки для давящих работ
 1- станина ; 2- 3- заготовка-оболочка; 4,5,6 – инструментальные блоки; 7- полуматрица; 8- блок перемещения; 9- блок подачи; 10- инструмент; 11- устройство нагрева; 12 – блок подачи топлива, 13- магистраль подачи топлива ; 14 – устройство перемещения заготовки; 16- направляющая, 17- ходовой винт

Применение установки для изготовления осесимметричных заготовок разнообразной формы из труб и листа в сравнении с другим оборудованием [5] позволяет уменьшить число единиц установленного оборудования за счет расширения технологических возможностей. Приведенное устройство может использоваться как в составе переналаживаемых автоматических линий, в условиях крупносерийного производства, так и в условиях мелкосерийного.

Для описания и прогнозирования гаммы типов оборудования предложена математическая модель, основанная на некоторых элементах матричной алгебры, включая известные функции от матриц, приведенные в работах [6,7].

Приведенную схему можно представить как эволюцию технической системы на основе расширения диапазона признаков - a_i или свойств. Для этого можно представит элемент, отраженный на схеме, рис.1, как имеющий матрицу признаков оборудования вида

$$A = \parallel a_{i,j} \parallel, \quad (1)$$

где a_{ij} - элементы матрицы.

При этом можно считать, справедливыми следующие правила позволяющие сформировать матрицу признаков:

- Эволюции на одном уровне оборудования, рис. 1, отсутствует, это значит, что матрица не получает новых свойств a_{ij} , число признаков или элементов матрицы не увеличивается.

- У всех один предок, т. е. обязательно наличие базовых свойств a_{1j} , где j - заданное число признаков предшественников.
- Ограничение на наследование свойств ограничивается верхними уровнями оборудования, рис.1, формирование матрицы происходит за счет заполнения элементами верхних уровней.
- Правило калибровки для всех признаков одинаково.

Кроме того, можно представить функцию от матрицы (1) в виде многочлена

$$f(A) = \gamma A^i + \gamma_1 A^{i-1} + \dots + \gamma_e E, \quad (2)$$

где γ, \dots, γ_e - постоянные многочлена.

В отдельных случаях многочлен (2) может быть представлен в виде ряда [7].

В связи с этим для оптимизации определенного типа оборудования можно использовать оптимизацию матричной функции

$$f(A) \Rightarrow (\max, \min),$$

делая процедуру стандартной

На основе изложенного подхода к развитию выделенных групп давилного оборудования его возможно оптимизировать по ряду основных показателей.

Выводы

- Предложена схема, определяющая возможное развитие давилного оборудования, служащего для реализации техпроцессов без снятия стружки, созданного на основе металлорежущих станков. Приведена предположительная схема классификации для указанных групп.
- Показаны основные тенденции, заключающиеся в совершенствовании комбинированного и специального обкатного оборудования.
- Предложены основы математической модели, позволяющие оптимизировать оборудование по признакам, используя известные матричные функции.

Литература

- 1 Гредитор М.А. Давильные работы и ротационное выдавливание. М.: Машиностроение. 1971.-237 с
- 2 Могильный Н.И. Ротационная вытяжка оболочковых деталей на станках. М.: Машиностроение. 1983. 192 с.
- 3 Бочаров Ю.А. Структурно-морфологическая классификация оборудования для ротационной вытяжки/ Ю.А. Бочаров, И.П.Ренне, П.И Белов // Кузн.штамп. пр-во. 1987. -№9. С.29-33.
- 4 Маковецкий А.В., Чередниченко В.И., Маковецкий В.В. Приемы ротационной формовки и математическая модель оборудования // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Зб. Наукових праць. Вип.12. -Краматорск: ДДМА -2003. -С.90-95.
- 5 Декларативний Патент України № 5985. *МкВ 21 Д 51/02*.Верстат для виготовлення заготовок з прокату обкочуванням. Опубл.15.06..2005. Бюл..№6.
- 6 Смирнов В. И., Курс высшей математики, 9 изд., т. 3, ч. 1, М., 1967. 323 с..
- 7 Гантмахер Ф. Р., Теория матриц, 3 изд., М., 1967 284 с.

УДК 004.032.26

Гитис В. Б.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

ПОСТРОЕНИЕ НЕЙРОННОГО МОДУЛЯ ДЛЯ НОРМИРОВАНИЯ ВРЕМЕНИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОПЕРАЦИИ

In clause the algorithm of construction of the module having neural network frame, for an establishment of technical norm of time on technological operation is described.

Постановка проблемы

При поступлении на предприятие заявок на изготовление продукции заказчику необходимо сформулировать коммерческое предложение, в котором указывается цена и сроки выполнения заказа. Для определения этих показателей на предприятии проводится технико-коммерческая проработка проекта, в процессе которой подразделения, участвующие в производственном процессе, устанавливают необходимые нормы времени на технологические операции.

Время, затрачиваемое на изготовление деталей, является определяющим фактором при построении производственного процесса. Нормы времени служат основой для оплаты труда, расчета себестоимости готовой продукции, продолжительности производственного цикла, необходимого количества станков, инструмента и рабочих, а также планирования всего производства [1]. Поэтому точность и скорость расчета норм времени являются одними из факторов конкурентной борьбы за заключение контракта. При этом сокращение сроков технико-коммерческой проработки заявки не должно снижать точности расчета трудоемкости изготовления продукции: завышение цены и сроков выполнения заказа снизят конкурентоспособность коммерческого предложения, а занижение – повлечет убытки и риск штрафных санкций при срыве сроков поставки продукции.

В то же время расчет длительности механической обработки представляет собой трудоемкую и продолжительную процедуру. Поэтому перед предприятиями, имеющими широкую, часто меняющуюся номенклатуру производимой продукции, стоит проблема быстрого и точного нормирования времени изготовления новых изделий. Такая ситуация характерна, прежде всего, для предприятий тяжелого машиностроения и проблема нормирования здесь особо актуальна.

Анализ последних исследований и публикаций

Для совершенствования процесса установления норм времени механической обработки деталей в работах [2 – 4] было предложено

рассматривать детали как объекты, описывающиеся набором признаков, определяющих трудоемкость их изготовления. Тогда процедуру расчета нормы времени на технологическую операцию будет описывать следующая система:

$$\begin{cases} T = f(\bar{X}) \\ \bar{X}^{\min} \leq \bar{X} \leq \bar{X}^{\max}, \end{cases} \quad (1)$$

где T – норма времени на выполнение технологической операции;
 f – функция, описывающая зависимость нормы времени на выполнение технологической операции от характеристик детали;

\bar{X} – вектор характеристик детали, влияющих на величину T ;

\bar{X}^{\min} и \bar{X}^{\max} – соответственно векторы минимальных и максимальных значений вектора характеристик детали.

Значения \bar{X}^{\min} и \bar{X}^{\max} задают границы области проектирования и могут быть определены либо как минимальное и максимальное значение соответствующей характеристики среди всех деталей группы, либо задаваться исходя из характеристик деталей, для которых предполагается выполнять нормирование.

В то же время следует отметить, что адекватное отображение исходного пространства признаков в норму времени имеет ряд сложностей:

1. Многофакторность и как следствие большая размерность задачи;
2. Наличие скрытых взаимосвязей между факторами и их комплексное влияние на параметры технологического процесса;
3. Шум в исходных данных, появляющийся из-за разновариантности структуры технологических процессов, отличия в режимах резания, возникающих вследствие широты диапазонов значений эмпирических коэффициентов и др.

Поэтому для получения достоверных прогнозов норм времени обработки, необходимо построить модель способную не только интегрировать, но и обобщать теоретические знания и производственный опыт, заложенные в технологических процессах деталей группы.

Цель работы

Основной целью работы является разработка методики построения нейросетевого модуля для нормирования времени технологической операции.

Результаты исследований

Для нахождения аналитического выражения функции $f(\bar{x})$ из системы (1) можно использовать статистические данные из технологических процессов деталей группы, спроектированных в предыдущих периодах.

Значения компонент вектора характеристик деталей выбираются из чертежей деталей, а значения нормы времени из соответствующих карт технологических процессов. При этом в пространстве признаков детали для каждой функции формируется массив точек, соответствующих каждой детали группы.

Совокупность характеристик детали можно представить как образ этой детали, а определение нормы времени – как распознавание образа. Эту задачу для относительно простых деталей часто может решить опытный технолог, оценивая трудоемкость обработки детали при визуальном анализе чертежа. В этом случае технолог обобщает личный опыт нормировочных работ. Имитировать этот процесс можно с помощью нейросетевых технологий, в основе которых лежат принципы функционирования головного мозга. Нейронные сети являются универсальными аппроксиматорами, способными с любой точностью имитировать любой непрерывный автомат и обладающими свойствами обобщения и абстрагирования [5 – 7].

Для предварительной обработки характеристик детали можно использовать следующую формулу:

$$x_i' = \frac{\left(x_i N_p - \sum_{i=1}^{N_p} x_i \right) \sqrt{N_p(N_p - 1)}}{N_p \sqrt{N_p \sum_{i=1}^{N_p} x_i^2 - \left(\sum_{i=1}^{N_p} x_i \right)^2}},$$

где x_i' – нормализованное i -е значение компонента вектора исходных данных;

x_i – i -е значение компонента вектора исходных данных;

N_p – количество примеров в массиве исходных данных.

Такая предварительная обработка, дает нулевое среднее и единичную дисперсию нормализованной величине, что ускоряет градиентное обучение нейросетей [8, 9].

Нормализацию норм времени в исходных данных необходимо выполнять по формуле

$$T^n = \frac{2N_n(T - T_{\min})}{T_{\max} - T_{\min}} - N_n,$$

где T^n – нормализованное значение нормы времени в исходных данных;

N_n – количество скрытых нейронов;

T_{\min} и T_{\max} – соответственно минимальное и максимальное значение нормы времени на технологическую операцию в массиве исходных данных.

Вычислительным ядром нейронного модуля является трехслойная прямонаправленная нейросеть с распределительными нейронами во входном слое, нейроном типа «адаптивный сумматор» в выходном слое и адаптивными нейронами в скрытом слое с функциями активации вида

$$\varphi(s) = \frac{2}{1 + e^{s+\alpha}} - 1,$$

где α – нейронное смещение;

s – взвешенная сумма входного сигнала.

Число нейронов входного слоев равно числу входных сигналов модуля. В выходном слое содержится один нейрон. Минимальное число скрытых нейронов определяется по формуле

$$N_{H_{\min}} = \max \{ N_{H_{\min}}^L, N_{H_{\min}}^w \},$$

где $N_{H_{\min}}^L$ – число нейронов, определяемое сложностью аппроксимации обучающего множества;

$N_{H_{\min}}^w$ – число нейронов, определяемое объемом обучающего множества.

$$N_{H_{\min}}^L = \frac{\max_{i \neq j} \frac{|T^i - T^j|}{\sqrt{\sum_{k=1}^{N_x} (x_k^i - x_k^j)^2}}}{\sqrt{N_x}},$$

где i, j – номер примера в обучающей выборке ($i, j = 1 \dots N_p$);

$k = 1 \dots N_x$ – номер компонента входного вектора;

N_x – размерность входного сигнала.

$$N_{H_{\min}}^w = \frac{N_p}{(1 + \log_2 N_p)(N_x + 1)}.$$

Тогда нейронный модуль будет реализовывать аналитическое преобразование входного пространства характеристик деталей в норму времени с помощью функции

$$T(x_1, x_2, \dots, x_{N_x}) = \sum_{j=1}^{N_H} \left(\frac{2w_{3j}}{1 + \exp\left(\sum_{i=1}^{N_x} x_i w_{2ji} + \alpha_j\right)} - w_{3j} \right),$$

где w_{3j} – весовые коэффициенты выходного нейрона ($j = 1 \dots N_H$);

w_{2ji} – весовые коэффициенты j -го нейрона скрытого слоя;

α_j – коэффициент смещения j -го скрытого нейрона.

Выходной сигнал нейронного модуля преобразуется в нормы времени по формуле

$$T = \frac{(T^c + N_H)(T_{\max} - T_{\min})}{2N_H} + T_{\min},$$

где T^c – выходной сигнал нейросети.

Из-за возникновения погрешностей в работе нейронных сетей, выходной сигнал может незначительно отличаться от нуля, что может быть интерпретировано как наличие технологической операции. Поэтому также выполняется фильтрация шума по формуле

$$T = \begin{cases} T, & T > T'_{\min} \delta_{\max} \\ 0, & T < T'_{\min} \delta_{\max}, \end{cases}$$

где T'_{\min} – минимальное отличное от нуля значение нормы времени для данной технологической операции в обучающей выборке;

δ_{\max} – заданная максимально допустимая относительная погрешность расчета нормы времени.

В качестве функционала оптимизации нейронного модуля используется сумма квадратов разности правильного ответа и выданного модулем выходного сигнала:

$$Z(\bar{w}_2, \bar{w}_3, \bar{\alpha}) = \sum_{k=1}^{Np} [T_k^H - T(x_1, x_2, \dots, x_{N_x})]^2,$$

где T_k^H – нормализованное значение нормы времени k -го примера в обучающей выборке.

Учитывая форму функционала оптимизации нейронного модуля, для минимизации наиболее эффективно применение метода Левенберга-Марквардта. Для остановки процесса оптимизации можно использовать следующие критерии:

1. Достижение величины сходимости 10^{-5} ;
2. Решение всех примеров обучающей выборки с точностью δ_{\max} . Т. е. разница между нормой времени в обучающей выборке и нормой времени, рассчитанной нейронным модулем, должна быть меньше величины

$$|\Delta_{\max}| = \frac{2T\delta_{\max}N_H}{T_{\max} - T_{\min}}.$$

Координаты стартовых точек при настройке нейронного модуля необходимо выбирать случайным образом из диапазона $[-0,1; 0,1]$ с равномерным распределением поля рассеяния.

Выводы

1. Предложен подход к техническому нормированию времени как к задаче распознавания образа детали, определяемого набором характеристик детали, влияющих на трудоемкость ее изготовления;

2. Построенный нейронный модуль является специализированной для технического нормирования нейросетевой моделью типовой детали, учитывающей все характеристики деталей группы. Модуль интегрирует и обобщает накопленный на предприятии производственно-технологический опыт и учитывает производственные условия, характеристики оборудования и др.;

3. Нормы времени устанавливаются без предварительного проектирования технологического процесса. Модуль прост в эксплуатации и не требует специальных знаний. Затраты времени на проведение нормировочных работ определяются лишь временем ввода характеристик детали;

4. Практическое значение полученных результатов заключается в том, что предложенная методика установления технических норм времени механической обработки позволит сократить время технико-коммерческой проработки проекта, повысить точность предварительной оценки длительности и себестоимости изготовления деталей и добиться, таким образом, повышения эффективности принятия управленческих решений и организации производства;

5. Предложенная методика наиболее эффективно может быть использована на предприятиях тяжелого машиностроения, где вследствие низкой серийности выпускаемых изделий необходимо часто выполнять работы по нормированию времени изготовления разнообразных деталей. При этом предложенный подход может быть распространен и для расчета других параметров процесса механообработки (режимов резания, технологической оснастки и т. д.), а также нормирования других видов обработки. С учетом особенностей конкретных производств предложенная методика может быть использована и на предприятиях других отраслей, где необходимо осуществлять техническое нормирование.

Литература

- 1 Бычин В. Б., Малинин С. В. Нормирование труда: Учебник / Под ред. Ю. Г. Одегова. – М.: Издательство «Экзамен», 2003. – 320 с.
- 2 Гитис В. Б., Ковалевский С. В. Применение нейросетевых технологий для нормирования времени механообработки в машиностроении // VIII Всероссийская конференция «Нейрокомпьютеры и их применение». Сборник докладов. – М.: ИПРЖР. – 2002. – С. 569-572.
- 3 Гитис В. Б. Техническое нормирование на основе нейросетевых технологий // Надёжность инструмента и оптимизация технологических систем. Сб. научных трудов. – Краматорск: ДГМА. – 2002. – № 12. – С. 113-118.
- 4 Гитис В. Б. Методика построения нейросетевых моделей типовых деталей // Искусственный интеллект. Научно-теоретический журнал. – 2004. – № 4. – С. 539-544.
- 5 Hornik K., Stinchcombe M., White H. Multilayer Feedforward Networks are Universal Approximators // Neural Networks. – Vol. 2. – 1989. – P. 359-366.
- 6 Горбань А. Н. Обобщенная аппроксимационная теорема и вычислительные возможности нейронных сетей // Сибирский журнал вычислительной математики. – Том 1. – Новосибирск: РАН. Сибирское отделение. – 1998. – № 1. – С. 11-24.
- 7 Галушкин А. И. Теория нейронных сетей. Кн. 1: Учебное пособие для вузов / Общая ред. А. И. Галушкина. – М.: ИПРЖР, 2000. – 416 с.
- 8 LeCun Y., Kanter L., Solla S. A. Second order properties of error surfaces: learning time and generalisation // Advances in Neural Information Processing Systems. Morgan-Kaufmann. – 1991. – № 3. – P. 918-924.
- 9 LeCun Y., Bottou L., Orr G. B., Müller K. R. Efficient BackProp // Neural Networks: Tricks of the trade. Springer Lecture Notes in Comp. – 1998. – P. 5-50.

УДК 621.791:539.374.4

Колот Л. П., Бойко Ю. А.
ДГМА, г.Краматорск, Украина

ОБРАБОТКА НЕЖЕСТКИХ ПЛОСКОСТНЫХ ДЕТАЛЕЙ С РАЦИОНАЛЬНЫМ УСИЛИЕМ РЕЗАНИЯ

In paper the problem of a warping of nonrigid planar parts is considered at their working by stock removal, and also a method of compensating of this warping by elastic release of a part from forces of cutting.

Совершенствование технологии машиностроения на основе создания высокоэффективных методов обработки продиктовано тенденцией к снижению металлоемкости изделий, что вызвало необходимость роста производства мало жестких высокоточных деталей.

Достижение заданной точности формы и размеров не жестких деталей обусловлено значительными технологическими трудностями, поскольку наличие остаточных напряжений в заготовках и их изменение в процессе обработки вызывает их коробление, что приводит к погрешности формы, нередко превышающей допустимую.

Для получения требуемой точности формы и размеров при изготовлении мало жестких деталей применяют различные технологические операции. Однако это приводит к удлинению цикла обработки и не всегда гарантирует требуемое качество изделий.

Целесообразно в некоторых случаях выполнять исправление формы детали с помощью конструкции приспособления и регулировкой усилий резания.

Обработка деталей резанием вызывает их коробление, обусловленное перераспределением остаточных напряжений при удалении припуска, так и упругим отжатием детали от сил резания. Одним из основных факторов, влияющим на величину упругого отжатия является сила R_y .

Данной проблемой занимались Ящерицын П. И., Гинкул С. П., Корсаков В. С.

Основным недостатком в их работах является то, что не было учтено изменение глубины резания при упругом отжатии детали – действительной глубины резания. Также не уделено внимание короблению детали от крутящего момента, возникающего в случае приложения силы R_y на каком-то расстоянии от нейтральной линии

Факторы, влияющие на величину упругого отжатия, которую можно выразить как функцию:

$$f_o = f(M, I, P, C) \quad (1)$$

где: М – материал детали; I – момент инерции; Р – сила резания Р_у, Н; С – схема установки детали.

В тоже время силу Р можно рассматривать как функцию:

$$P = f(VO, V, S, t) \quad (2)$$

где: VO – вид обработки; V – скорость резания; S - величина подачи; t - глубина резания.

Анализируя полученные функций можно сделать вывод: регулирование f_o воз можно только регулировкой силы Р_у, так как остальные значения в функции 1 мы менять не можем. Они задаются конструкцией и служебным назначением детали. Из функции 2 видно, что манипулировать можно всеми ее составляющими.

Таблица 1 – Определение силы Р_у.

Строгание	$P_y = 10Cpt^x S^y V^n Kp \quad (3)$
Фрезерование	$P_y = (0.35..0.45) \frac{10Cpt^x S^y B^u}{D^q n^\omega} Kp \quad (4)$
Шлифование	$P_y = 183600 \frac{0.73(VdSt)^{0.7} B^{0.25} k1k2}{Vd + Vk60} \quad (5)$

Значение силы Р_у для различных видов обработки определяется по известным зависимостям [1] приведенным в таблице 1.

Прогиб детали определяется по формулам:

1. Для чистого прогиба:

$$f = Py \frac{l^3}{48EI} \quad (6)$$

2. Для прогиба с кручением:

$$f = Py \frac{l^3}{48EI} + 2c \sin\left(\frac{Pycab}{2lGI}\right) \quad (7)$$

где: l – длинна детали, E – модуль упругости материала при растяжении, I – момент инерции, G – модуль упругости материала при кручении

При рассмотрении поперечного сечения детали форма поверхности может быт описана уравнением [2], при условии изменения величины от 0 до максимального значения.

В работах [2], [3] указывается, что для устранения такой погрешности необходимо, чтобы она была равной погрешности, вызванной перераспределением остаточных напряжений при снятии припуска (рисунок 1).



Рисунок 1 – Схема коробления

$$f_o = f_k \quad (8)$$

где: f_o - погрешность детали, вызванная упругим отжатием мм, f_k - величина коробления детали при снятии припуска мм.

Значение f_k можно определить по формуле приведенной в [4] :

$$f_1 = \frac{3\sigma_0 l^2 \Delta}{8Eh^2} \quad (9)$$

где: σ_0 - напряжения в заготовке перед обработкой, МПа; l - длина детали, мм; Δ - величина припуска, мм; E - модуль упругости, МПа; h - половина толщины детали, мм.

Для выполнения условия [8] необходимо решить систему уравнений:

$$\begin{cases} f_o = Py \frac{l^3}{48EI} + 2c \sin\left(\frac{Pycab}{2lGI}\right) \\ f_o = f_k \end{cases} \quad (10)$$

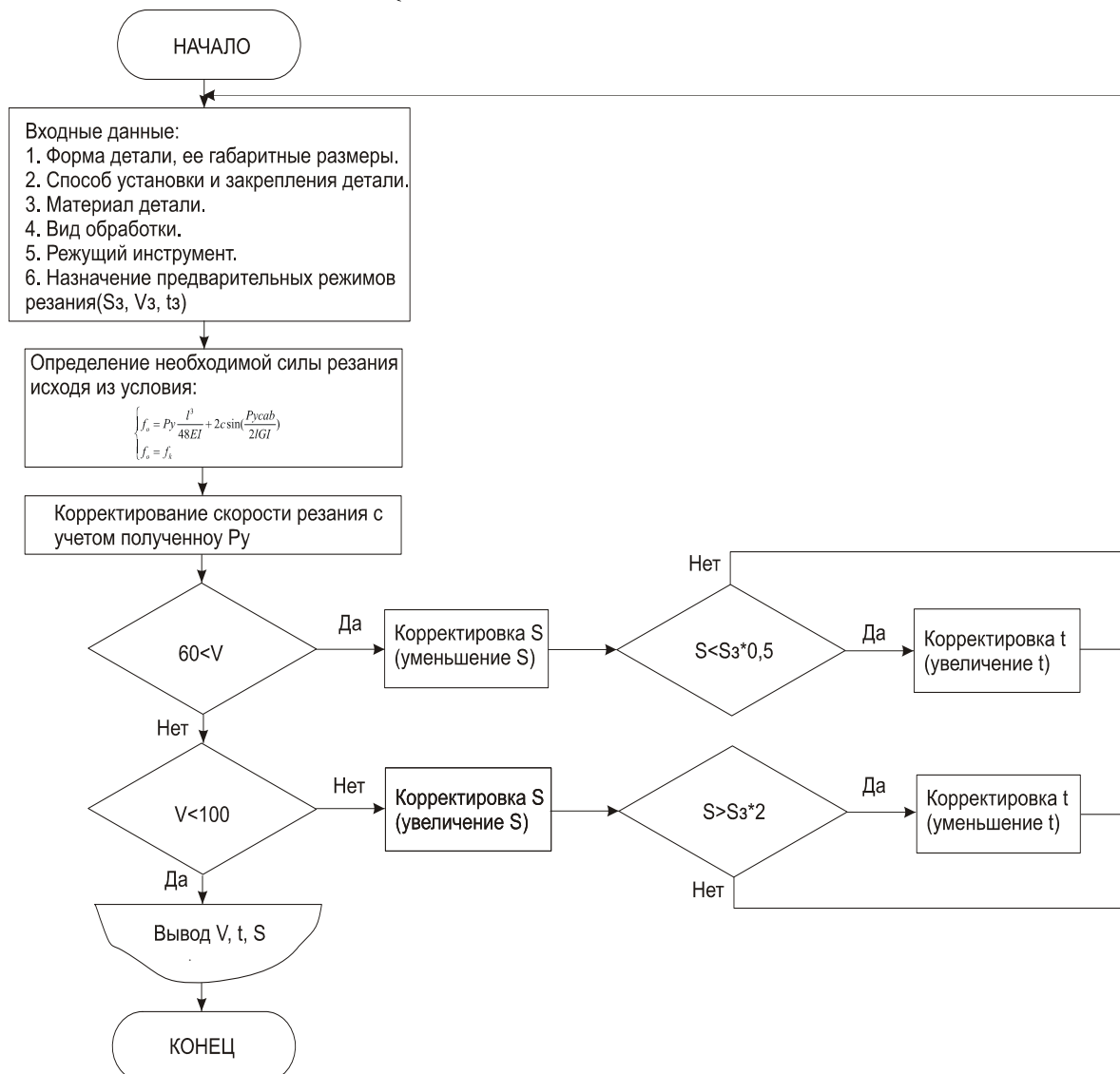


Рисунок 2 – Алгоритм оптимизации режимов резания

В результате решения системы получаем необходимую силу резания P_y . Далее используя уравнения из таблицы 1 для полученной силы определяем значения режимов резания.

В общем случае определение величины режимов резания выполняется по алгоритму, приведенному на рисунке 2

Выводы

1. Определены факторы, влияющие на коробление детали при обработке резанием, а также параметры позволяющие управлять этим короблением.
2. Разработан алгоритм, позволяющий определить необходимые режимы резания, обеспечивающие минимизацию коробления обрабатываемой поверхности.

Литература

- 1 Справочник технолога машиностроителя в двух томах, том 2 под ред. Малов А. Н. Машиностроение Москва 1972г., 568с.
- 2 Колот В. А. Управление короблением нежестких плоскостных деталей при их механической обработке. Автореф. дис. канд. тех. наук. – Минск, 1983. 16с.
- 3 <http://users.kpi.kharkov.ua/cutting/articles/000016/000016.html>
- 4 Колев К. С. Вопросы точности при резании металлов - Киев: Машгиз, 1961. – 132с.

УДК 621.791:539.374.4

Павленко А.В.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТОЧНОСТИ ОБРАБОТКИ ХОДОВЫХ ВИНТОВ ТЯЖЕЛЫХ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ ЧПУ

In the article was described thr methods of controlling the precision of turning the driving screws from heavy lathes with CNC. There permit seriously to decrease the influence of the technological heredity on the buckling of the operating part.

Введение

Качество станка зависит от того, с какой степенью точности выполняются заложенные в технологическом процессе обработки взаимные перемещения инструмента и заготовки при воздействии на станок всего комплекса силовых и тепловых факторов. В станках с ЧПУ токарной группы вспомогательное движение резания выполняется с помощью шариковинтовой пары (ШВП), которая преобразует вращательное движение шпинделя в поступательное движение суппорта. В связи с тем, что ходовой винт, входящий в конструкцию ШВП каждого тяжелого токарного станка с ЧПУ (КЖ 16.274Ф3; 1К670Ф3; 1Д655Ф3) является составным и нежестким, особо актуальной является проблема достижения точности формы в процессе его изготовления и обеспечения стабильности норм кинематической точности ШВП в процессе эксплуатации [1].

Постановка проблемы, анализ публикаций

С точностью изготовления ходового винта связаны следующие составляющие геометрической и кинематической точности станка: точность позиционирования суппорта и кинематическая точность передаточного отношения цепи шпиндель – ходовой винт. Проблема позиционирования суппорта станка связана со снижением натяга в винтовой паре качения, происходящим от действия реверсивной ползучей скорости при перескакивании расчетной точки, поскольку в станкостроении установка винта обычно выполняется в дуплексированных подшипниковых опорах, создающих его растяжение при эксплуатации. Точность позиционирования зависит от: типа привода, его инерционности, вида датчика обратной связи, который ограничивает величину хода суппорта на ползучей скорости, а также величины контактных напряжений, определяемой пятном контакта. В связи с тем, что твердость винта значительно ниже твердости шарика, его износ будет происходить

интенсивнее. Кинематическая точность передаточного отношения ШВП связана с тепловым смещением ходового винта и динамическими процессами при резании.

Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы

Процесс приработки ШВП приводит к переводу упругого контакта между элементами пары в упруго–пластический. Известно, что поверхности с одинаковой шероховатостью, но полученные различными технологическими методами могут иметь различные эксплуатационные характеристики, например по–разному сопротивляться действию сил, стремящихся деформировать выступы. Если оптимальную для данных условий трения высоту неровностей удастся создать в процессе механической обработки, то в процессе износа она не изменяется, а время приработки и износ оказываются наименьшими [2, с. 59–61]. Чем больше исходная шероховатость после окончательной лезвийной механической обработки, тем больше вероятность получения низкой усталостной прочности после проведения шлифования [2, с.74]. При этом снижение общей величины износа может быть достигнуто при формировании шероховатости, близкой к «эксплуатационной» за счет увеличения радиуса округления ее вершин [2, с. 148].

Постановка задачи

Величина остаточной деформации, образующейся после проведения механической обработки напрямую связана с упругим отжатием детали от сил закрепления и резания в результате перераспределения остаточных напряжений в имеющейся до обработки равновесной системе. Поэтому основной задачей является обеспечение точности обработки и качества поверхностей ходового винта с учетом его пооперационного коробления. Ее решение состоит в достижении постоянства пространственного положения детали относительно узлов формообразования во время обработки.

Основная часть

Основными поверхностями ходового винта, точность изготовления которых определяет его функциональное назначение, являются: цилиндрическая поверхность винта, профиль резьбы на ней, и подшипниковые шейки с буртами. Наиболее ответственным и наиболее сложным с технологической точки зрения является профиль резьбы.

Соответственно, для обеспечения точности обработки необходимо правильно построить и скомпоновать элементы технологической системы, структурная схема которой представлена на рисунке 1.

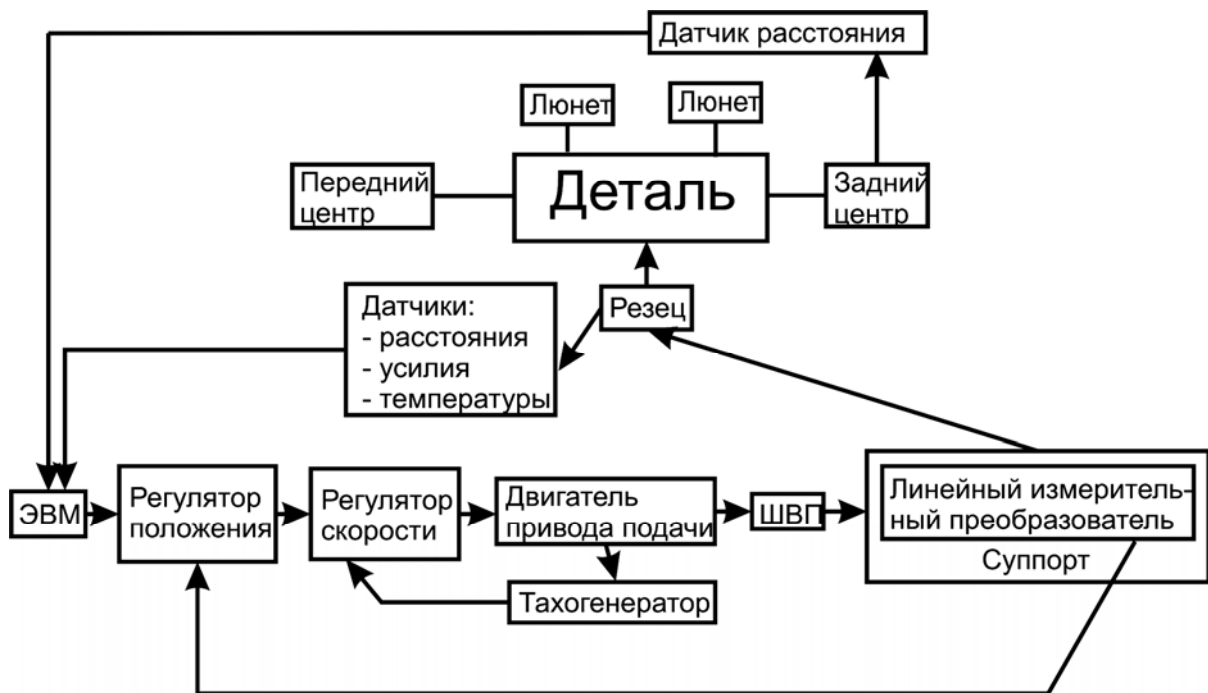


Рисунок 1 – Технологическая система управления точностью обработки и напряженно–деформированным состоянием детали

В работе [4] показано, что наименьшее отклонение формы обработанной поверхности на токарном станке получается в результате логарифмического распределения припуска, при этом параметры и вид технологических баз определяется решением уравнения:

$$\begin{aligned} & \max_{M \in \partial\sigma} \ln[z(M, \partial\omega, \vec{Z}_0)] - \min_{M \in \partial\sigma} \ln[z(M, \partial\omega, \vec{Z}_0)] = \\ & = \min_{\vec{Z}} [\max_{M \in \partial\sigma} \ln[z(M, \partial\omega, \vec{Z})] - \min_{M \in \partial\sigma} \ln[z(M, \partial\omega, \vec{Z})]] \end{aligned} \quad (1)$$

где \vec{Z} – вектор, определяющий расположение детали в теле заготовки; $M \in \partial\sigma$ – точка M , принадлежащая поверхности заготовки $\partial\sigma$; $\partial\omega$ – поверхность детали; $z(M, \partial\omega, \vec{Z})$ – величина припуска в точке M ; \vec{Z}_0 – вектор параметров технологической базы.

В производственных условиях резбу нарезают с помощью вихревого способа как одного из наиболее эффективных и экономичных методов обработки за счет большого съема металла при высокой точности. Снижение вынужденных колебаний при вихревом нарезании, вплоть до их устранения, достигается при помощи повышения динамической жесткости системы, уменьшения ширины срезаемого слоя и применения демпфирующей фаски. Датчики обратной связи должны быть связаны с ЭВМ, выполняющим расчет напряженно–деформированного и

температурного состояния в зоне резания на основе усилий и температур, представленных в виде полей [5]. Процесс абразивной обработки, обеспечивающий качественную обработку закаленных деталей с отношением длины к диаметру более 15 – 20 практически трудноосуществим. Такое положение обусловлено следующими причинами: малой жесткостью детали, гидродинамическим эффектом при скоростной обработке, температурными деформациями при обработке закаленных сталей. Известно, что перспективным направлением в технологии машиностроения является разработка операций с совмещением во времени нескольких технологических переходов. К числу таких операций относится многониточное резьбошлифование. Данные, представленные [6], подтверждают эффективность процесса многониточного резьбошлифования по сравнению с однониточным. Предложенная математическая модель устанавливает влияние количества режущих ниток круга на шаговую погрешность резьбы. Это позволяет управлять процессом резьбошлифования с учетом суперпозиции температурных полей в зоне резания. В частности, стабилизация шага резьбы и ее профиля возможна при условии $P/v=C$, где C – константа. При этом увеличение C от 100 до 160 кДж/м приводит к увеличению погрешности шага ΔS от 4,5 до 7,7 мкм при шлифовании всухую, и от 4,2 до 6,7 мкм при использовании масла И20-А. Где v – окружная скорость заготовки, мм/с; P – мощность, затрачиваемая на шлифование многониточным кругом, Вт. Температурные деформации возможно существенно уменьшить применением кругов из эльбора. Но эффективная область применения этих дорогостоящих кругов лежит в области высоких скоростей резания (50м/с и более), где особенно существенно влияние гидродинамического эффекта. Повышение технологической жесткости возможно достичь применением различных люнетов. Однако это не всегда приводит к снижению суммарной погрешности обработки и, как правило, не приводит к устранению первоначальной кривизны заготовки, которая обычно составляет величину 0,05...0,2мм. Поэтому целесообразным будет являться применение самоцентрирующего силового люнета, который установлен на шарнирно качающемся кронштейне, жесткость которого в плоскости резания превышает жесткость заготовки и регулируется с помощью гидравлического привода. Люнет позволит обеспечить движение детали в плоскости резания по естественной траектории, обусловленной первоначальной или промежуточной ее кривизной. Автор [6] отмечает, что при резьбошлифовании повышения точности обработки в 2 раза можно достичь при распределенной схеме охлаждения детали.

Вывод

Комплексное рассмотрение системы СПИД на каждом этапе обработки позволит существенно снизить влияние технологической наследственности на точность формы ходового винта.

Литература

- 1 ГОСТ 18097–88. Станки токарно–винторезные и токарные. Основные размеры. Нормы точности и жесткости.–М.: Изд–во стандартов, 1988.–32 с.
- 2 Ящерицын П.И., Рыжов Э.В., Аверченков В.И. Технологическая наследственность в машиностроении.–Мн.: Наука и техника, 1977.–256 с.
- 3 Чистяков А.В. Выбор режимов и условий механообработки с учетом состояния поверхностного слоя деталей / Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2001. Вып. 18. – С. 66–71
- 4 Сысоев Ю.С., Федотов А.Г., Томилин С.А. Оптимизация распределения припуска для повышения точности изготовления детали / Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2002. Вып. 22. – С. 75–80
- 5 Хандожко А.В. Применение метода конечных элементов для расчета напряженно–деформированного состояния в зоне резания / Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2002. Вып. 22. – С. 128–132
- 6 Повышение точности шага резьбы ходовых винтов при многониточном резьбошлифовании / А.В. Якимов, В.П. Ларшин, В.Ф. Соколов и др. // Вестн. машиностроения. - 1989. - № 8. - С. 35 - 37.

УДК 621.87

Жижев А.А.

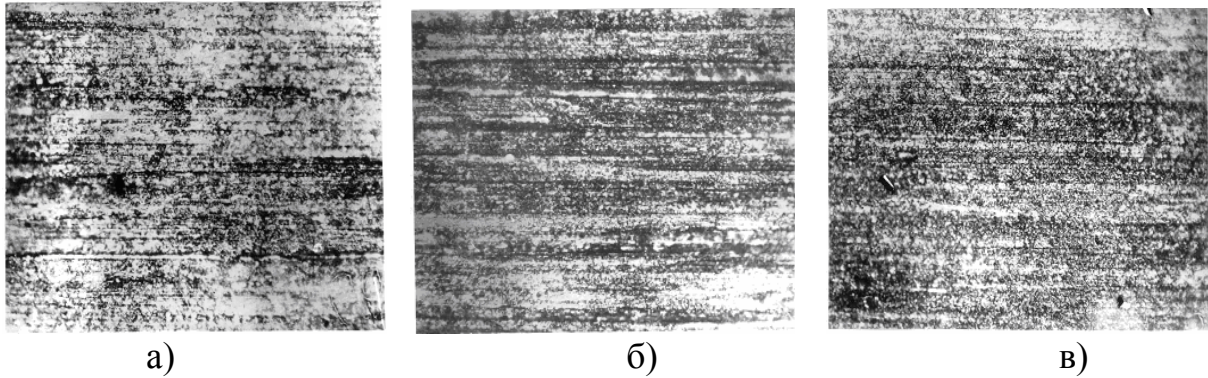
ЗАО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ПРОКАТНЫХ ВАЛКОВ

The approaches to improve quality of working layer of mill rolls are discussed in this work. The influence of roughing operation on characteristics of mill roll is considered. The using of finish cutting with «wiper inserts» before heat treatment is proposed.

Технологический процесс изготовления прокатных валков является сложным и трудоёмким. До настоящего времени технология механической обработки валков наиболее интенсивно развивалась в направлении повышения производительности токарных операций. В условиях интенсификации процессов прокатки, внедрения в прокатное производство станов непрерывной и бесконечной прокатки, актуальным направлением совершенствования технологических процессов является разработка мероприятий по повышению стойкости и долговечности валков.

Прокатные валки работают в условиях одновременного действия остаточных, контактных, изгибающих и температурных напряжений. Одна из основных причин преждевременного выхода валков из строя – контактные разрушения их рабочих поверхностей. Стойкость прокатных валков определяется физико-механическими свойствами, которые создаются в рабочем слое, как на этапах термической обработки, так и при механической обработке. Определяющее влияние на микроструктуру рабочего слоя, уровень остаточных напряжений, долговечность прокатных валков оказывает шероховатость бочки, формируемая на различных этапах технологического процесса. Например, в случае грубой обработки перед термообработкой развитый рельеф поверхности приводит к появлению при закалке микротрещин по впадинам следов от режущего инструмента, которые в ряде случаев не устраняются последующим шлифованием, и являются концентраторами напряжений, приводящими к разрушению поверхности при эксплуатации.

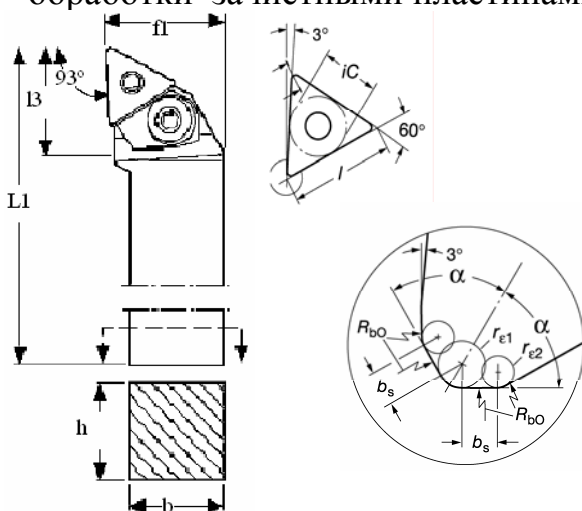


Вид травленної поверхності шліфованої абразивним кругом х400

- а) Грубое точение: $t=1,5$ мм; $S=0,2$ мм/об; $V=45$ м/мин; $t_1=1,7$ мм; $S_1=0,5$ мм/об; $V_1=45$ м/мин; Шероховатость $Ra=25$ мкм. Количество остаточного аустенита в поверхностном слое 120 мкм – 35%.
- б) Чистовое точение: $t=2,6$ мм; $S=0,2$ мм/об; $V=45$ м/мин; $t_1=0,6$ мм/об; $S_1=0,08$ мм/об; $V_1=100$ м/мин; Шероховатость $Ra=6,3$ мкм. Количество остаточного аустенита в поверхностном слое 120 мкм – 30%.
- в) Чистовое точение: $t=2,4$ мм; $S=0,2$ мм/об; $V=45$ м/мин; $t_1=0,6$ мм/об; $S_1=0,08$ мм/об; $V_1=100$ м/мин; Шлифование $V_{кр}=34,5$ м/сек; $V_{взд}=24$ м/мин; $t=0,015$ мм/ход; $S=0,8$ м/мин. Шероховатость $Ra=1,6$ мкм. Количество остаточного аустенита в поверхностном слое 120 мкм – 22%:

Рисунок 1 – Влияние предварительной механической обработки на структурное состояние поверхностных слоев валков из стали 90X2МФ после закалки

Необходимость обеспечения малой шероховатости поверхности бочки после предварительных операций увеличивает трудоемкость изготовления валков, требует введения дополнительных операций – шлифования, обкатки. Высокопроизводительным методом достижения шероховатости поверхности $Ra=0,6..1,6$ мкм после токарной обработки, является предлагаемая мировыми фирмами производителями технология обработки зачистными пластинами.



Ra, мкм	Радиус при вершине Подача, мм/об		
	DNMX/TNMX		
	0,8	1,2	1,6
0,6	0,15	0,3	0,35
1,6	0,4	0,55	0,70
3,2	-	0,70	1,0

$r=0,8$ мм; $\alpha=57^\circ$; $r_{\epsilon 1}=0,4$ мм; $r_{\epsilon 2}=0,4$ мм; $b_s=0,39$ мм; R_{bo} – радиус большого размера.

Рисунок 2 – Резец PTJNR 2525 – 16А, пластина TNMX 160408 – WF.

Благодаря изменению вершины пластины вспомогательная режущая кромка располагается параллельно к траектории подачи. При работе на подачах меньших, чем длина вспомогательной режущей кромки b_s , составляющая профиля шероховатости, обусловленная формой инструмента и кинематикой его перемещения исключается. Шероховатость поверхности при обработке зачистными пластинами формируется в результате влияния шероховатости рабочей части инструмента, колебаний инструмента, станка, заготовки. При нулевом значении вспомогательного угла в плане формула для расчёта параметра шероховатости R_z , приведенная в [3] будет иметь вид:

При $\varphi \geq \arcsin(S/2r)$ и $\varphi < \arcsin(S/2r)$,

$$R_z = \frac{C_y \cdot S^{y_p} \cdot V^{z_p} \cdot \left[HB_{\max}^n \cdot t^{x_p} - HB_{\min}^n \cdot \left(t - \frac{R_{z_{исх}}}{10^3} \right)^{x_p} \right] \cdot \left(\frac{1}{j_{ст}} \cdot \frac{1}{j_{инстр}} \cdot \frac{1}{j_{заг}} \right)}{HB_{ср}^n} + R_{zbp}$$

где t – глубина резания, S – подача, V – скорость, HB_{\max} , HB_{\min} , $HB_{ср}$ – твердость, $R_{z_{исх}}$ – исходная высота неровностей профиля шероховатости $j_{ст}$, $j_{инстр}$, $j_{заг}$ – жесткость станка, инструмента, заготовки. R_{zbp} – высота неровностей на вершине пластины.

В настоящее время точение не используется в качестве окончательной операции механической обработки прокатных валков ввиду того, что остаются не решенными ряд технологических задач, связанных с достижением требуемой геометрической точности размеров. Необходимо обеспечить оптимальную стойкость режущих пластин, определить показатели точности и жесткости технологического оборудования, требования к качеству выполнения предварительных операций.

Окончательная абразивная обработка оказывает наибольшее влияние на качество поверхностного слоя. В результате совместного действия высоких контактных температур и сил резания при шлифовании закаленных и низко отпущенных валковых сталей с метастабильной структурой в поверхностных слоях происходят местные изменения физико-механических свойств: микроструктуры, микротвердости и остаточных напряжений. Наиболее прогрессивной технологией шлифования прокатных валков, обеспечивающей высокую производительность и качество обработки, является применяемая на ЗАО «НКМЗ» технология шлифования фирмы «HERKULES». Для

гарантирования бесприжоговых режимов шлифования станки «HERKULES» имеют систему автоматического отключения главного привода при возрастании мощности шлифования до 80% от эффективной мощности ($N_{дв, max}=60$ кВт). В соответствии с рекомендациями фирмы «HERKULES» шлифование прокатных валков необходимо выполнять карбо-корундовыми кругами, например M454A EGB 22EV50 “Tyrolit”. При этом стоимость абразивных кругов фирмы “Tyrolit” в 12 раз превышает стоимость кругов Волжского абразивного завода. С целью увеличения экономической эффективности шлифования была проведена серия сравнительных производственных испытаний, в результате которых определены шлифовальные круги 25A40CM2 5Б Волжского абразивного завода, обеспечивающие высокое качество и производительность при шлифовании прокатных валков.

Таблица 1 – Результаты сравнительных испытаний абразивных кругов на станке «HERKULES»

Марка круга	Объем снимаемого материала Q_p , см ³ /мин	Удельная производительность, g_v	N правок	n выходящих проходов	HSD бочки
25A40 M2 7K	22	1,02	3	2-3	60..65
25A40 M1 7K	43	1,07	3	2-3	
M454A EGB 22EV50 “Tyrolit”	54	1,07	2	2-3	
25A 40 M3 5Б	49	1,43	2	10	
25A40CM2 5Б	49	1,43	2	2-3	
25A40CM1 5Б	49	0,28	2	2-3	
25A 40 C1 5Б	43	3,04	2	2-3	
25A 40 C2 5Б	22	1,78	5	8	

Объем снимаемого материала: $Q_p = V_d \cdot t \cdot S$, где V_d – скорость детали, м/мин; t – глубина резания, мм; S – продольная подача, мм/об.

Удельная производительность обработки: $g_v = Q_m / Q_a$, где Q_m – объем снятого материала; Q_a – объем израсходованного абразивного круга.

Таким образом, в работе рассмотрена прогрессивная технология высокопроизводительной лезвийной обработки с обеспечением шероховатости $Ra=0,6..1,6$ мкм. Уменьшение шероховатости после токарной обработки позволит уменьшить припуски на шлифовальную операцию, сократить объем малопродуктивной абразивной обработки.

Приведены результаты сравнительных производственных испытаний абразивных кругов на вальцешлифовальном станке «HERKULES». Достижение высокого качества поверхности на предварительных операциях механической обработки, выполнение бесприжогового шлифования прокатных валков, позволяет устранить структурную неоднородность, снизить уровень остаточных напряжений в рабочем слое, обеспечить высокие физико-механические свойства изделий.

Литература

- 1 Валки листовых станов холодной прокатки. Новиков В.Н., Белосевич В.К., Гамазков С.М. и др. Изд-во «Металлургия», 1970, 336с.
- 2 Якімов О.В., Марчук В.І. Лінчевський П.А., Якімов О.О., Ларшин В.П. Технологія машино- та приладобудування: Підручник. – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2005. – 712с.
- 3 Суслов А.Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей – М.: Машиностроение, 1987. 208 с.: ил.
- 4 Валки обжимных, сортовых и листовых станов. Третьяков А.В./ Справочник. М.: «СП Интермет Инжиниринг», 1999. – 80 с.
- 5 Технологические основы управления качеством машин / А.С. Васильев, А.М. Дальский, С.А. Клименко, Л.Г. Полонский, М.Л. Хейфец, П.И. Ящерицын. М.: Машиностроение, 2003. 256., ил.

УДК 621.87

Гевко Б.М., Дзюра В.О.

ТДТУ імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ КАЛІБРУВАННЯ ШЛІЦЕВИХ ОТВОРІВ ТВЕРДОСПЛАВНИМИ ДОРНАМИ

On the basis of experimental researches the resulted recommendations in relation to constructing of hard-alloy instrument for calibration of the groove openings. Resulted most optimum values of structural elements of instrument and their influence on hauling effort of process of calibration

Вступ

Надійність і довговічність, закладена в процесі проектування машини, забезпечуються при її виготовленні. Технологія виготовлення кожної деталі визначає якісні характеристики: точносні параметри поверхонь, фізико-механічні характеристики поверхневих шарів. Останні впливають на експлуатаційні властивості деталей, у тому числі на зносостійкість, втомну і контактну міцність, корозійну стійкість, тощо. Це показує, яка велика роль технології і особливо фінішних операцій при виготовленні деталей машин, в процесі яких кінцево формуються характеристики поверхневого шару. Існуючі сучасні процеси чистової обробки деталей припускають широке впровадження передової технології на підприємствах, займається виробництвом або ремонтом бурильних установок і машин.

Робота виконується у відповідності до координаційного плану з питань науки і техніки України, розділу „Машинобудування”, „Високопродуктивні технологічні процеси в машинобудуванні” на 2000-2005 роки.

В працях [1,2,3] розглянуті шляхи підвищення точності виготовлення шліцевих з'єднань, але вони в повній мірі не вирішують питання створення прогресивних технологічних процесів оброблення шліцевих отворів (ШО) після термооброблення і створення шліцевих твердосплавних дорнів.

Тому метою даної роботи є визначення оптимальних конструктивних параметрів твердосплавних дорнів для калібрування шліцевих отворів.

Основна частина

В процесі деформації деталей, здійснюваної твердосплавними протяжками, відбувається якісна зміна протягнутого отвору - зменшення шорсткості поверхні і підвищення точності отвору в порівнянні з

початковою. Ці якісні зміни пов'язані з перерозподілом металу оброблюваної деталі, внаслідок чого відбувається виправлення профілю поверхні і геометричної форми отвору. Якість оброблених отворів знаходиться в безпосередній залежності від початкового стану оброблюваної поверхні, величини пластичної деформації (припуск під протягування), схеми оброблення, оброблюваного металу, товщини стінки деталі, мастила і т.д.

Наведемо залежності для розрахунку тягового зусилля калібрування шліцевого паза.

Зусилля калібрування отвору діаметром d_0 можна визначити із залежності: [1]. Тоді формула для визначення зусилля калібрування матиме наступний вигляд:

$$P = K_p \cdot s \cdot n \cdot h_o \cdot |m_1| \cdot \sigma_m.$$

де P – зусилля калібрування;

K_p – коефіцієнт, що враховує вплив зміцнення матеріалу шліців на зусилля калібрування;

h_o – товщина стінки циліндра;

σ_m – границя текучості матеріалу;

s – ширина шліцевого паза;

n – кількість шліців;

m_i – безрозмірні меридіональні напруження на межах відповідних ділянок;

Дорн для калібрування шліцевих отворів з використанням ріжучих і калібруючих елементів складається з оправки 1 в нижній частині якої рівномірно по колу виконано два ряди осьових пазів, в яківстановлені твердосплавні пластини 3 шириною рівною ширині шліців отвору з чистовою 4 і чорною 5 робочими поверхнями. Осьові пази 2, розміщені рівномірно по колу шириною рівною ширині твердосплавних пластин 3.

На дно осьового паза 2 оправки 1 встановлено клини 6 з прямокутними пазами 7 і похилою торцевою поверхнею 8. Вона є в контакті з похилою поверхнею 9 прижимної пластини 10, в якій по центру розміщений циліндричний отвір 11. Через нього проходить гвинт 12, заходячи в тіло оправки 1. Зверху на клин 6 ставиться твердосплавна пластинка 3, яка має дві похилі торцеві поверхні. Одна з них є в контакті з похилою поверхнею корпусу 1, інша – з похилою торцевою поверхнею кожуха 13, в якому є наскрізний циліндричний отвір 14. В нього входить гвинт 15, проходить через прямокутний паз 7 клина 6 і входить в тіло оправки 1.

Твердосплавні пластинки 3 і 16 з двох торців мають кути α які забезпечують необхідну жорсткість і міцність конструкції.

Поставлена мета досягається методом закріплення і регулювання, який здійснюється вкручуванням гвинта 12 в корпус 1, тиснучи на прижимну пластину 10, яка рухаючись вниз діє своєю похилою торцевою поверхнею 9 на похалу торцеву поверхню 8 клина 6, переміщуючи його від пластини. Таким чином площа поперечного січення під ножем зростатиме, отже ніж підніматиметься вгору.

Для дорнування шліців отворів використовують преси в яких за допомогою повзуна 16 і підставки 18 в заготовці 17 здійснюється дорнування отворів.

Робота дорна для обробки шліцевих отворів здійснюється наступним чином. Заготовка 17 з деформованим шліцевим отвором встановлена на підставці 18 преса. В отвір заготовки 17 конусною частиною встановлена оправка 1 дорна з твердосплавними пластинами, які необхідно розмістити на проти деформованих шліців. Після підготовчих операцій включають прес і при осьовому переміщенні повзуна 16 оправки 1 з твердосплавними пластинами калібрують шліцеві пази заготовки 17 і проходить на вихід. Після калібрування повзун піднімається вгору заготовка 17 знімається з робочої позиції, а на її місце встановлюють наступну.

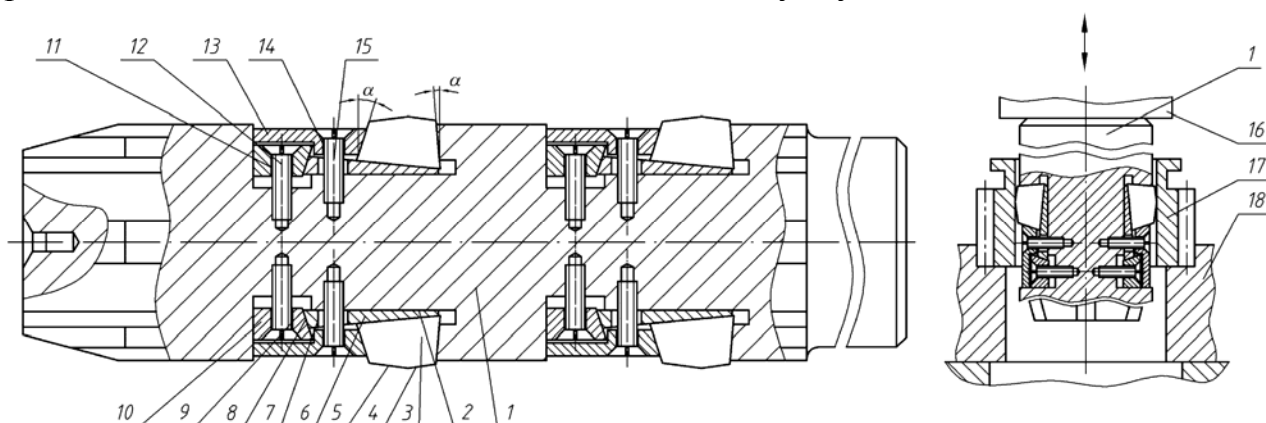


Рисунок 1 – Конструкція дорна для обробки шліцевих отворів

На стіл 19 випробувальної машини встановлювалася спеціальне приспособлення 18, яке дозволяло центрувати обробляючу деталь 17 відносно штовхача 16. Штовхач 16 встановлюється у верхній опорі машини, пересувається у вертикальному напрямку з відповідною швидкістю V , проштовхує твердосплавний дорн 1 скрізь шліцьовий отвір обробляючої деталі 17.

Для калібрування необхідних різних зразків з різними номінальними розмірами шліцьових отворів і довжини було виготовлено декілька штовхачів, рис. 2, з різними величинами розмірів L і d , і декілька центрувальних приспособлень, рис. 2.

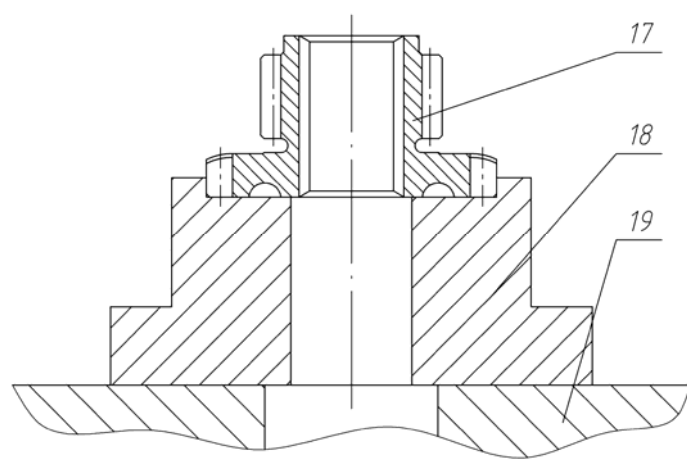


Рисунок 2 – Пристрій для дорнування шліцевих отворів в корпусах деталей

В процесі дослідження деталей Т25-1701324, Т25-1701052Д, Т25-2403096 спеціальні зразки встановлювалися в центруючі пристрої і оброблялися твердосплавними дорнами з різними кутами робочої частини і з різною довжиною обробляючого і заборного конусів, які наведені в таблиці 3. Під час процесу калібрування виконувалися фіксація і запис тягового зусилля. Всі експериментальні зразки перед калібруванням і після нього вимірювалися.

Випробування точності шліцевих отворів, які обробляються шліцевими дорнами, виготовлялися на партії зразків з розмірами шліцевого отвору 8×34×48, 6×42×40, 6×47,5×54.

Для проведення досліду були виготовлені шліцеві дорни, оснащені пластинами твердого сплаву марок ВК3, ВК6, ВК6М, Т15К10, Т15К6 з різними виконавчими розмірами і геометричними параметрами. У таблиці 3 показані деякі параметри дорнів. Із приведеної таблиці видно, що розміри змінюючи параметрів дорнів знаходяться у межах: кут заборного конусу по зовнішньому діаметру шліців α_d від 3° до 8° , кут заборного конуса по бічним сторонам зубів шліців α_b від 4° до 6° .

Підвищення розмірів шліців по зовнішньому діаметру D над номінальними розмірами шліцевих отворів від 0,02 до 0,30 мм, перевищення розмірів шліців по бічним поверхнях b від 0,02 до 0,24 мм.

Робочі поверхні шліцевих дорнів виготовлялися з шорсткістю поверхні, яка складала 6-10 класи чистоти по ГОСТ 2789-59. Для дослідження процесу багатозубого калібрування застосовувались збірні калібруючі прошивки.

При аналізі літературних джерел [1,2,3] було виявлено, що оптимальні значення кутів заборних конусів α_d і α_b , які знаходяться в межах $\alpha_d=4^{\circ}\div 8^{\circ}$ і $\alpha_b=4^{\circ}\div 6^{\circ}$ у зв'язку з чим, геометрія експериментальних дорнів вибиралася в цих межах.

Таблиця 1 – Геометричні параметри елементів експериментальних дорнів

№ п/п	D, мм	b, мм	α_{δ} ,	α_{σ}	Марка тв. сплаву	Примітка
1	2	3	4°	5	6	7
1	55,05	14,01	4°	4°	ВК8	Ø 6x47, 5x55 Пластинні Розміщення пластини – поперечне.
2	55,05	14,04	5°	4°	ВК8	
3	55,07	14,06	5°	4°	ВК6М	
4	55,10	14,08	5°	5°	ВК8	
5	55,14	13,12	6°	5°	ВК8	
6	55,20	14,15	6°	5°	ВК6М	
7	55,25	14,19	7°	6°	ВК6	
8	55,29	14,22	8°	6°	ВК6	
9	55,02	14,03	3°	4°	T15K6	
10	55,05	14,05	4°	4°	T5K10	
11	55,09	14,09	5°	5°	T15K6	
12	55,16	14,15	6°	5°	T15K6	
13	55,16	14,16	7°	5°	T5K10	
14	55,25	14,21	7°	6°	T5K10	
15	55,30	14,23	8°	6°	T5K10	
16	55,32	14,25	8°	6°	T15K6	

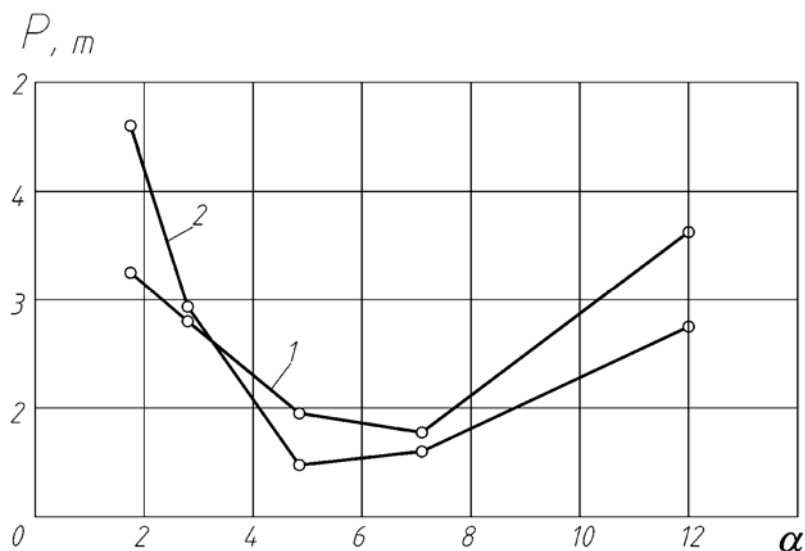


Рисунок 3 – Залежність тягового зусилля від величини кута забірного конуса по зовнішньому діаметру матеріал деталі:

- 1 – сталь 18ХГТ цементована і загартована до HRC 56...63;
- 2- сталь 40Х загартована до HRC 41...52

В результаті проведення експериментальних досліджень були побудовані графіки залежностей тягового зусилля калібрування від величини кута заборного конуса по зовнішньому діаметру α_d для різних матеріалів (рис.4).

Як видно з графіків, матеріал оброблюючих деталей не суттєво впливає на характер залежностей тягових зусиль. На графіках чітко видно зону оптимальних кутів заборного конуса, яка лежить в межах від 3^0 до 6^0 , що співпадає з значеннями, які розраховані теоретично і з значеннями, які забезпечують вільний захід пластини в шліцьові отвори деталі.

При кутах, менше 3^0 , тягове зусилля значно зростає, внаслідок збільшення площі поверхні контакту заборної частини з оброблюючою поверхнею деталі, а відповідно, і сил тертя. При збільшенні кута більше 6^0 , також виникає значне збільшення тягового зусилля, що пояснюється затратою роботи на доповнення зсувів елементів металу в процесі деформації.

Висновки

1. Внаслідок того, що робоча поверхні інструменту обмежена розмірами твердосплавної пластини, відношення розмірів і різних елементів повинно бути достатньо визначеним: розміри калібруючої стрічки повинні бути у межах 1,0-1,5 мм; довжина оброблюючого і заборного конусів повинні бути однаковими.

2. Кут заборного конуса повинен вибиратися таким чином, щоб пластинка вільно заходила заборними частинами у шліцьові отвори. Значення, які рекомендується вибирати : $\alpha_d = \alpha_6 = 4^0 - 6^0$.

3. Кут конуса, який обробляється, повинен бути на $1-2^0$ більше кута заборного конуса, тобто, при малих кутах і короткому зворотному конусі виникало викришування твердого сплаву.

4. Суттєвого впливу дослідження кутів заборного і зворотному конусам на точність калібрування отворів відмічено не було.

Література

- 1 Деклараційний патент України №5475. Вовк Ярослав Юрійович. Гевко Ігор Богданович, Дзюра Володимир Олексійович. Дорн для обробки шліцьових отворів. Бюл.№3
- 2 Проскураков Ю.Г. , Упрочняюще-калибрующие методы обработки, М., «Машиностроение» , 1965.
- 3 Розенберг А.М., Розенберг О.А., Сирота Д.П. Твердосплавные протяжки и прошивки для обработки отверстий методом пластического деформирования. Опыт, внедрение и эксплуатация. М., «Машиностроение», 1968.
- 4 Сборный дорнующий инструмент для бесстружковой обработки отверстий деталей класса втулок, Проспект ВДНХ СССР, Минск, 1965.

РАЗДЕЛ 4

Моделирование и оптимизация элементов технологической системы

УДК 621.9

Клименко Г.П., Андронов А.Ю., Ткаченко Н.А.

ДГМА, г.Краматорск, Украина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕРОЯТНОСТИ РАЗРУШЕНИЯ ТОКАРНЫХ РЕЗЦОВ

The probability of destruction Carbide Cutters is one of the major parameters of a degree of their operation quality. On the basis of statistical researches in conditions of heavy mechanical engineering of the given up Cutting Tools necessity of the account of probability of destruction of cutters at definition of cutting modes is proved.

Введение

Оценка уровня качества использования режущего инструмента, на который существенно влияет вероятность его разрушения, необходима для решения ряда важных практических задач, связанных с сопоставлением различных производств, выбором рационального варианта инструментальной оснащённости конкретного производства, совершенствованием работы инструментальных хозяйств и служб технадзора и многих других задач.

Статистические данные о работе твердосплавными инструментами на тяжелых станках показывают, что до 75% случаев отказов инструмента приходится на его поломки [1]. Для учета этого явления предложено в стойкостные зависимости и другие математические модели для определения рациональных режимов резания вводить величину вероятности разрушения инструмента [3]. В связи с этим возникает задача прогнозирования вероятности разрушения инструмента при известных входных параметрах процесса обработки [3].

Основная часть

Анализ состояния списанных резцов на производстве показал, что большинство проходных резцов выходят из строя при достаточно большой ширине режущей пластины. Если согласно действующим нормативам принять допустимую величину стачивания, равной 0,6...0,7 от размера пластины (в данном случае от её ширины), то получим, что полного износа достигает 3% резцов 25x25, 2% резцов 40x40 и 0% резцов 40x60 (таблица 1).

Наиболее вероятное значение оставшейся ширины пластины b для указанных резцов составляет соответственно 0,55 b , 0,95 b и b . Аналогичное

положение имеет место при анализе упорных резцов (объемы выборок для каждого типа инструментов не менее 80).

Все рассмотренные типы и размеры черновых резцов списываются в подавляющем большинстве случаев из-за поломок режущей части. Однако, резцы меньших размеров и резцы, работающие в лучших условиях, используются несколько лучше и выдерживают большее число переточек. Наибольшее количество крупных проходных резцов разрушается без переточек или с минимальным их числом.

Таблица 1 – Результаты анализа распределения размеров оставшейся части пластин твердого сплава Т5К10 списанных резцов

Тип резца	Сечение стержня ВхН, мм	Ширина пластины, b , мм	Число полностью износившихся резцов, %	Отношение наиболее вероятной ширины пластины к начальной
Проходной	25x25	15	3,0	0,55
Проходной	40x40	16	2,0	0,95
Проходной	40x60	18	0	1,0
Упорный	40x60	20	1,0	0,7

Это дает основания считать, что число заточек не зависит от схемы и величины стачивания при переточках, а практически определяется только вероятностью поломок резцов.

Исследованиями, выполненными ранее [2, 3, 4], установлено что на вероятность разрушения влияет виброустойчивость тяжелых токарных станков, которая может косвенно быть охарактеризована величиной D_C – размерным параметром станка – максимальным диаметром обрабатываемого изделия над станиной.

Для определения характера разрушений и влияния различных факторов на процесс обработки использовались данные, полученные ранее Отраслевой научно-исследовательской лабораторией и дополненные собственными наблюдениями, списанных резцов тяжелых станков в условиях ЗАО "НКМЗ".

Методика сбора и предварительной обработки информации разрабатывалась в соответствии со следующими положениями [4]:

1. Фактические показатели объемов механической обработки в различных группах условий и применимости сборных резцов

определяются в результате обработки статистической информации, собранной методом моментных наблюдений.

2. Средняя стойкость инструмента в зависимости от группы условий обработки определялась методом длительных наблюдений.

3. Среднее число периодов стойкости инструмента до неустраняемого отказа в зависимости от условий обработки определялось методом анализа списанного инструмента.

4. Анализ целесообразности и расчет объемов внедрения сборных резцов осуществлялся на основе данных, полученных методом длительных наблюдений, методом анализа состояния списанного инструмента и методом моментных наблюдений.

Информация, заносимая в протокол, позволяет отнести каждое наблюдение к той или иной группе условий и включает данные о типе станка, наибольший диаметр обрабатываемой детали над станиной станка D_C (по паспорту), вид операции, вид перехода (продольное наружное точение, подрезка, растачивание больших и малых отверстий, контурное точение, фасонное точение, отрезка, прорезка, нарезание резьбы), марка обрабатываемого материала, твердость обрабатываемого материала, характер обработки, характер припуска и поверхности заготовки, марка инструментального материала, высота державки резца, вид конструкции резца, средняя глубина резания, подача, частота вращения, диаметр обработки на наблюдаемом переходе.

Анализ статистических данных о влиянии размеров станка на вероятность поломок резцов показал, что вероятность поломок, как правило, уменьшается с увеличением D_C примерно до 2500 мм и увеличивается при дальнейшем росте D_C . Обработка статистических данных позволила выявить влияние наиболее значимых факторов на вероятность разрушения резцов.

Зависимость вероятности разрушения от параметров станка, детали и режимов резания представлена в следующем виде (рисунок 1)

$$P(n) = C \left(\frac{S \sigma_B t^x}{D_C^z} \right)^{\frac{1}{m_K}}$$

где C – постоянная, зависящая от условий обработки;

σ_B – предел прочности обрабатываемого материала;

S – подача; t – глубина резания;

D_C – максимальный диаметр обрабатываемой детали на станке (размерный параметр станка);

x, z, m_K – показатели степени влияния подачи на число периодов стойкости инструмента.

Сравнение числа поломок резцов на станках, находящихся в различном состоянии, показало, что вероятность поломок примерно

обратно пропорциональна виброустойчивости станка. Это означает, что, на станках, имеющих низкую виброустойчивость, следует уменьшать подачу.

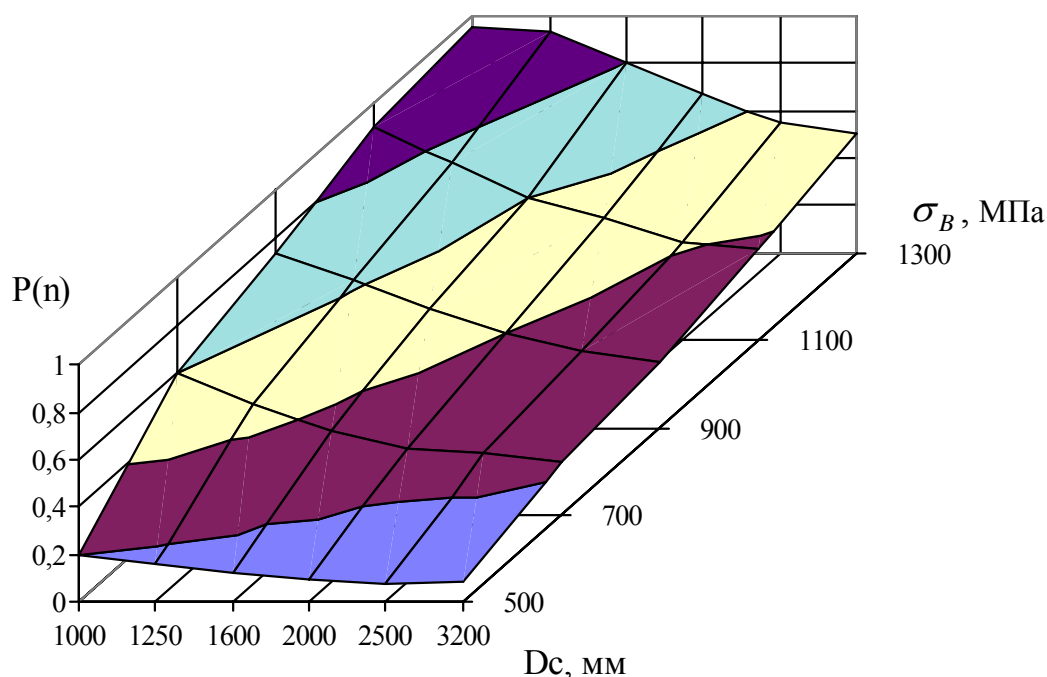


Рисунок 1 – Зависимость вероятности разрушения инструмента $P_{(n)}$ от размера станка D_C и прочности обрабатываемого материала

Большая степень влияния подачи на вероятность поломки резцов подтверждает еще раз, что обдирочную обработку выгодно вести с максимальной глубиной резания не только с точки зрения стойкости резцов, но и с точки зрения вероятности их поломок.

Средняя вероятность поломок, которая имела место при наблюдениях, например, для резцов с вертикальным расположением пластин, составляет 0,38.

Для получения обобщенных моделей с учетом большего числа факторов, влияющих на процесс резания, предпринята попытка применения искусственной нейронной сети.

В результате анализа влияющих факторов на вероятность разрушения пластин на тяжелых станках с помощью программы Neural Network Wizard 1.5 спрограммирована искусственная нейронная сеть, которая дает возможность прогнозировать вероятность разрушения резцов для тяжелых станков разных типоразмеров в узком диапазоне изменяемых параметров режимов резания (скорости, подачи).

Нейронная сеть служит аппроксиматором многомерной функции

$$P_{(n)} = f(C, \sigma_B, S, t, D_C).$$

Программа Neural Network Wizard предназначена для проведения исследований с целью выбора оптимальной конфигурации нейронной сети, позволяющей наилучшим образом решить поставленную задачу [6, 7]. Результатом работы системы является файл, который хранит в себе все параметры полученной нейронной сети. Далее, на основе этого файла, разработана система, предназначенная для решения поставленной задачи.

Разработан модуль, позволяющий работать с этим файлом. Библиотека компонентов NeuralBase, предназначена для программной реализации нейронных сетей. Программа содержит компоненты, реализующие две нейросетевые парадигмы: рекуррентную нейронную сеть, в нашем случае – это сеть Хопфилда и многослойную нейронную сеть, обучаемую по алгоритму обратного распространения ошибки.

Выводы

Таким образом вероятность разрушения твердосплавных резцов является одним из важнейших показателей уровня качества их эксплуатации, влияющего на все технико-экономическими показателями механообработки.

На основе статистических исследований в условиях тяжелого машиностроения отказавших инструментов доказана необходимость учета вероятности разрушения резцов при определении режимов резания.

Установлена количественная связь вероятности разрушения с основными параметрами обработки твердосплавными резцами на тяжелых станках.

Спрограммирована искусственная нейронная сеть, применение которой позволяет моделирование вероятности разрушения инструмента в широком диапазоне его эксплуатации.

Литература

- 1 ХаеТ Г.Л., Левин В.И. Повышение качества инструмента и эффективности обработки деталей на тяжелых станках. Обзор. М.:НИИмаш, 1982.- С.48.
- 2 Клименко Г.П. Эксплуатация инструмента на тяжелых токарных станках.- Станки и инструмент, 1988, № 2, С.20-25.
- 3 Клименко Г.П. Определение нормативного расхода режущего инструмента для тяжелых токарных станков// Резание и инструмент в технологических системах. Межд. научн.-техн. Сборник.- Харьков: ХГПУ, 1998.- Вып. 52.- С. 99-104.
- 4 Клименко Г.П. Анализ условий обработки деталей на тяжелых станках на основе информационного банка данных / Резание и инструмент в технологических системах. Международный научно-технический сборник. Вып.51.- Харьков, ХГПУ, 1997, С.122-127.
- 5 Клименко Г.П. Повышение эффективности эксплуатации режущего инструмента на тяжелых станках / Прогресивна техніка і технологія машинобудування, приладобудування і зварювального виробництва. – Киев: НТУУ «КПІ». Т.1-1998.- С. 417-422.
- 6 Орлик С. СекретыDelphi на примерах. - М.: Бином, 1996 - 316 с.
- 7 <http://www.basegroup.ru/art/nnw-descr.htm>

УДК 629.5.015.5

Калафатова Л.П., Олейник С.Ю.
ДонНТУ, г.Донецк, ДГМА, г.Краматорск, Украина

**ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА ФРЕЗЕРОВАНИЯ С УЧЕТОМ
ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛИ НА ДИНАМИКУ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ СПИД**

In the article the statement of mathematical model of dynamic process on the technological operation of milling is considered. The model allows to define the dependence of design data of a part and intensity of self-oscillations, which arise at milling.

Введение

Современный уровень технического прогресса, требования к качеству изделий, которые постоянно повышаются, определяют необходимость совершенствования подхода в проектировании технологических процессов.

Основной задачей работы является выявление влияния конструктивных особенностей корпусных деталей на их виброустойчивость при механической обработке. Решить эту задачу можно двумя путями, один из которых - экспериментально на производстве, что дорого, долго, недостаточно объективно. На этой базе не возможно выдать широкие рекомендации. Поэтому необходимо разработать математический аппарат, позволяющий описать процесс обработки с учетом особенностей конструкции детали и определить её поведение (виброустойчивость) в процессе обработки.

Цель работы: работа посвящена определению основных входных параметров, используемых при разработке математической модели динамического процесса технологической операции фрезерования. Цель построения модели – определение влияния конструкции корпусных деталей на ее виброустойчивость в процессе механической обработки. Полученные результаты помогут выявить элементы конструкции, которые интенсифицируют появление автоколебаний в процессе резания, а также выработать рекомендации, связанные с оценкой детали на технологичность по параметру виброустойчивости.

Анализ источников

Операция фрезерования была выбрана в связи с тем, что является неотъемлемой частью технологического процесса изготовления корпусных деталей. Процесс фрезерования отличается динамической

неустойчивостью в связи с переменной толщиной (глубина резания) и шириной среза, а по исследованиям Л.К. Кучмы [1] ширина и толщина стружки сильно влияют на интенсивность колебаний. «Критическая граница» возникновения автоколебаний, по исследованиям Иржи Тлустый [2], непосредственно зависит не только от глубины и скорости резания, что влияет на энергию самовозбуждения автоколебаний, но и от количества зубьев инструмента, участвующих в работе. Во сколько раз больше число зубьев, одновременно участвующих в работе, во столько раз нужно уменьшить глубину врезания, чтобы не возникли автоколебания. В целом периодичность работы зуба фрезы, переменная толщина и ширина среза, а также непостоянное число зубьев, одновременно находящихся в работе, вызывают переменные значения сил, моментов и мощности, необходимой для осуществления процесса стружкообразования. Например, при обработке уступа детали из конструкционной углеродистой стали концевой фрезой с напайными пластинками из твердого сплава ($S_z = 0,12$ мм/зуб, скорость резания 125 м/мин, диаметр фрезы 25 мм, ширина обрабатываемого уступа 15 мм), сила резания P_z изменяется от 0 до 108 Н за период работы каждого зуба, причем изменения силы резания не являются линейными. Таким образом, увеличение колебаний усилий резания повышает интенсивность автоколебаний в процессе обработки. Силы резания непостоянны и изменяются через период времени, равный времени работы зуба (изменение силы резания от 0 до P_{max} , для заданных режимов резания).

Большинство исследований посвящено изучению влияния отдельных условий процесса резания без учета целостности картины. Поэтому, полученные авторами исследований [1, 2] материалы не могут быть рекомендованы для практического использования в реальном производстве.

В практике машиностроительного производства широко применяется оценка деталей типа тел вращения по их жесткости и виброустойчивости

при помощи несложного отношения: $\frac{L}{D_{cp}}$. При этом жесткость вала

считается недостаточной, если для получения точности 6...9-го квалитетов соотношение его длины L к диаметру D выше 10...12. Для валов изготавливаемых по более низким квалитетам, это отношение может быть равно 15; при многорезцовой обработке это отношение следует уменьшить до 10 [3]. Такая оценка конструкции детали позволяет эффективно выбрать схему базирования, технологическое оснащение, режимы резания.

Однако анализ литературы [3] и производственной ситуации показал, что оценка виброустойчивости и жесткости корпусных деталей и других жестких деталей, не относящихся к телам вращения, в технологической

подготовке производства практически не имеет места. Реально же недостаточная жесткость детали не позволяет повысить производительность обработки при заданной точности элементов детали. Анализ ситуации по литературным источникам [1, 2, 4] и производственным данным показал, что значения режимов резания не соответствуют рекомендуемым. Как правило, корректировка режимов ведется не на уровне технологической подготовки производства, а в процессе изготовления детали и основывается на опыте и интуиции станочника. Такой недостаток в технологической подготовке производства можно объяснить тем, что рекомендуемые режимы резания часто определяются в лабораторных условиях, без учета влияния на них технологических и динамических факторов: жесткости технологической системы СПИД (станок-приспособление-инструмент-деталь), на которую влияет геометрия и конфигурация деталей; деформации инструмента и детали; собственных частот вибраций инструмента, деталей станочных и вспомогательных приспособлений; массы обрабатываемой детали; соотношения собственных частот вибраций обрабатываемой детали, инструмента, приспособлений; чередования черновой и чистовой обработки; частоты ввода инструмента в работу; виброустойчивости технологических систем обработки.

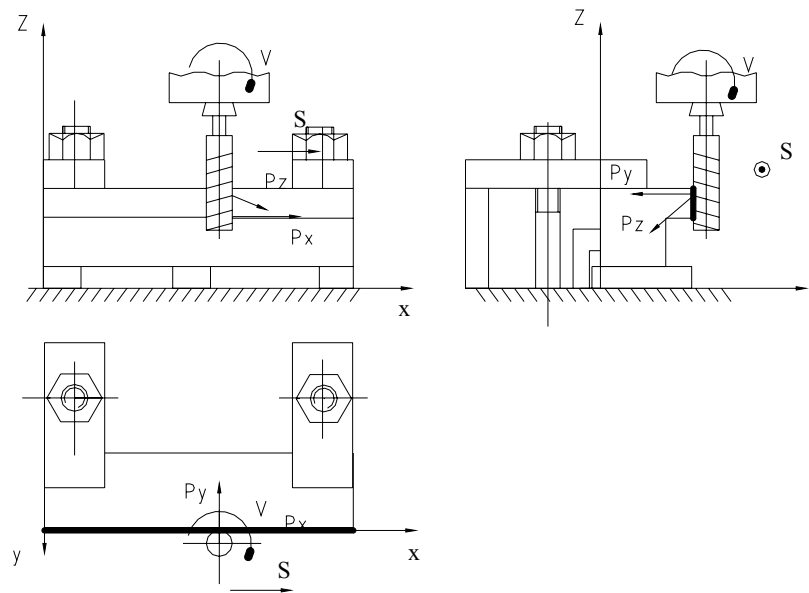
Основная часть

Одной из существенных причин автоколебаний нежестких деталей является периодическое изменение жесткостей относительно неподвижных осей детали, элементов приспособления, деталей и узлов станка.

При рассмотрении данной системы в динамике, сила, действующая на конкретную материальную точку, зависит от скорости и положения этой точки не только в данный момент, но и в некоторый момент, предыдущий данному. Наличие запаздывания в изучаемой системе зачастую оказывается причиной явлений, оказывающих существенное влияние на ход процесса. Для того, что бы сила резания совершала работу, способствующую возбуждению колебаний, между этой силой и виброперемещением должен иметь место определенный сдвиг фаз. Максимальная величина работы возбуждения будет соответствовать сдвигу фаз, равному $\frac{\pi}{2}$ [4].

Так как расчет динамических характеристик детали как единого целого достаточно трудоемкий процесс, то целесообразно разбить ее на части для того, чтоб выявить закономерности связей между геометрией детали и величиной автоколебаний (ω , A – соответственно частоты и

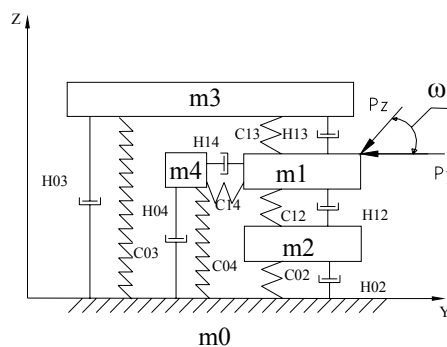
амплитуды автоколебаний). Рассмотрим фрагмент корпусной детали при обработке одной из ее сторон на вертикально-фрезерном станке концевой фрезой.



Рассматриваемая деталь имеет следующие параметры: длина – 135 мм; высота – 40 мм из них высота уступа 15 мм; ширина – 30 мм из них длина уступа – 20 мм; P_z , P_y , P_x – силы резания (соответственно тангенциальная, радиальная, осевая) возникающие при механической обработке детали. S – подача на зуб (0,12 мм/зуб), V – скорость резания (125 м/мин).

Рисунок 1 – Схема операции фрезерования

Для этой детали построим динамическую модель.



В динамической модели использованы следующие обозначения: m – масса элемента динамической системы (m_1 – деталь, m_2 – опора, m_3 – прихват, m_4 – упор, m_0 – стол станка); H – коэффициент диссипации между элементами динамической системы; C – коэффициент жесткости между элементами динамической системы; ω – угол наклона зуба концевой фрезы.

Рисунок 2 – Динамическая модель детали в процессе механообработки

Для рассматриваемой модели динамическая жесткость детали определяет следующие коэффициентами (рисунок 2): C_{12} , C_{13} , C_{14} ,

которые не являются постоянными, а изменяются в зависимости от обрабатываемого элемента конструкции детали, и так же от его геометрического расположения (в частности от элементов базирования) и геометрической характеристики.

В исследованиях, освещенных в источниках [1, 2, 4, 5] эти коэффициенты используются при расчетах и исследованиях как постоянные, в связи с чем не рассматривается возможность прогнозирования и расчета автоколебаний геометрически сложных корпусных деталей в процессе обработки.

Динамическое изменение жесткости детали в процессе обработки вызывает неустойчивость всей технологической систем, а следовательно, появление автоколебательных процессов.

Для рассматриваемой на рисунке 1 детали, указанных выше режимов резания определим изменение жесткости детали по длине в процессе обработки уступа концевой фрезой.

При расчете представим рассматриваемую деталь, как балку на двух опорах (рисунок 3).

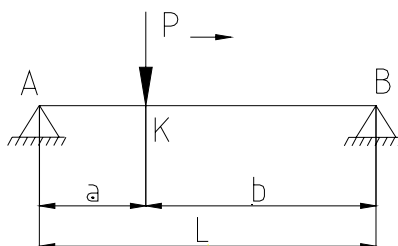


Рисунок 3 – Расчетная схема детали

Сила P – сила резания, как геометрическая сумма сил P_z и P_y , движется вдоль балки со скоростью подачи фрезы. Как было указано выше, силы резания при фрезеровании непостоянны, и изменяются через период времени, равный времени работы зуба (изменение силы резания от 0 до P_{max} , для заданных режимов резания). В нашем случае для исследования принимаем, что обработку уступа детали из конструкционной углеродистой стали ведется концевой фрезой с напайными пластинками, из твердого сплава ($S_z = 0,12$ мм/зуб, диаметр фрезы 25 мм $z=4$, ширина обрабатываемого уступа 15 мм). В этом случае сила резания P изменяется от 0 до 104 Н за период работы каждого зуба. Задачей расчета является определить прогиб в точке К (y_K) для заданного участка детали, координата которой определяется соотношением расстояний a и b , указанных на рисунке 3.

Прогиб детали в точке К (y_K) определяем как результата решения дифференциального уравнения упругой линии:

$$E \cdot J \cdot y'' = M(x), \quad (1)$$

где E – модуль упругости материала (для стали 2×10^5 МПа);
 J – момент инерции детали относительно оси, проходящей через центр тяжести, мм^4 .

$M(x)$ – момент в опорах А и В.

Для заданного случая решение уравнения (1) выглядит следующим образом:

$$Y_k = \frac{P \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot J \cdot L}, \quad (2)$$

Расчет величины прогиба в точке К при ее перемещении по пути фрезерования представим в виде графика приведенного на рисунке 4. Расчет осуществим с помощью прикладной программы Mathcad 12.

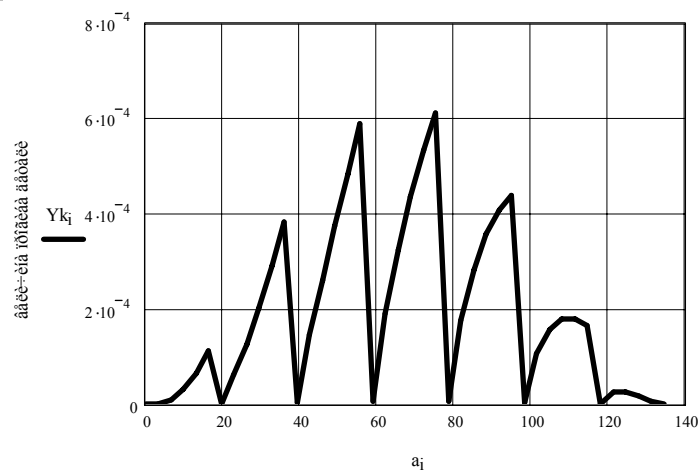


Рисунок 4 – Изменение жесткости детали по пути фрезерования при обработке концевой фрезой с учетом колебания силы резания

Таким образом, изменение коэффициента жесткости C_{14} по длине детали в зависимости от положения фрезы при обработке, непосредственно используемого при определении параметров автоколебаний для данной детали, представлено на рисунке 5.

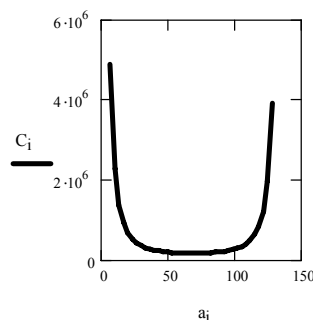


Рисунок 5 – Изменение коэффициента жесткости детали в зависимости от положения фрезы при обработке

Таким образом, получили, что жесткость деталь по длине обработки не является постоянной величиной. Она переменная. Одними из наиболее

влиятельных факторов изменяющих динамическую жесткость являются геометрические параметры детали (соотношение размеров, расположение конструктивных элементов).

Как было сказано ранее, целью создания математической модели является изучение виброустойчивости технологической системы СПИД по данным её амплитудно-частотной характеристики в процессе механической обработки детали. Для изучения характеристик динамических систем и процессов существует множество методов. Например, для характеристики динамических процессов наиболее удобным в большинстве случаев оказывается применение уравнений Лагранжа второго рода, позволяющих проводить решения с применением обобщенных координат и обобщенных сил. В общем виде дифференциальное уравнение представляется следующим выражением [5]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i; \quad (4)$$

где T – кинетическая энергия механической системы; Π – потенциальная энергия механической системы; Φ – диссипативная функция; q_i, \dot{q}_i – обобщенные координаты и скорости; Q_i – обобщенная сила; t – время.

В свою очередь:

$$T = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} m_i \dot{q}_i^2; \quad (4.1)$$

$$\Pi = \sum_{i=1}^{n_e} \frac{1}{2} k_i (\Delta_i) \Delta_i^2; \quad (4.2)$$

$$\Delta_i = q_i - q_{i-1}; \quad (4.3)$$

$$\Phi = \sum_{i=1}^{n_e} \frac{1}{2} h_i (\dot{\Delta}_i) \dot{\Delta}_i^2; \quad (4.4)$$

$$\dot{\Delta}_i = \dot{q}_i - \dot{q}_{i-1}; \quad (4.5)$$

где m_i – масса тела; k_i, h_i – коэффициенты жесткости и демпфирования; n – число тел; n_e – число конечных элементов.

Для решения также применяются дифференциальные уравнения второго порядка с запаздывающим аргументом.

Для выполнения соответствующих математических действий необходимо структурировать, влияющие на колебательный процесс факторы и параметры системы резания. Исходя из сказанного на рисунке 6 представим входные данные математической модели динамического процесса фрезерования.

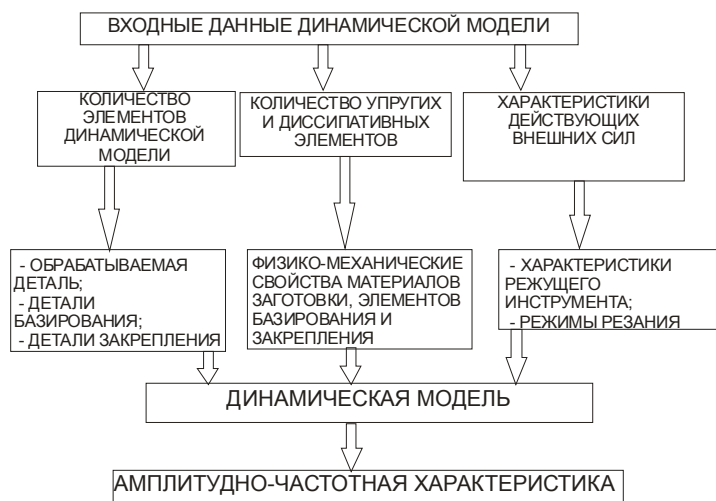


Рисунок 6 - Входные данные математической модели динамического процесса фрезерования

Математическая модель, которая содержит в себе переменные динамические коэффициенты жесткости, позволит определить влияние конструктивных параметров обрабатываемой заготовки на интенсивность автоколебаний.

Выводы

Рассмотренная динамическая модель, учитывает динамическое изменение жесткости, а поэтому позволяет определить влияние конструктивных и геометрических параметров детали на интенсивность автоколебаний во время фрезерования. Модель позволяет:

- определить уровень нетехнологичности детали и внести уточняющие изменения в параметры, предусмотренные конструктором;
- внести корректировку в блок входных технологических параметров (режимы резания, базирование, порядок обработки).

Проработка конструкции детали с учетом переменных динамических характеристик, систематически возникающих при резании, позволяет повысить эффективность процесса механической обработки.

Литература

- 1 Исследование колебаний металлорежущих станков при резании металлов./ Под редакцией акад. Дикушина В.И., проф. Решетова Д.И./ М., 1958г.
- 2 Тлустый Иржи. Автоколебания в металлорежущих станках. – М.: МАШГИЗ, 1956. – 396с., ил.
- 3 Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т2/Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. 496 с., ил.
- 4 Никитин Б.В. Расчет динамических характеристик металлорежущих станков, М., МАШГИЗ, 1962. – 113с.
- 5 Вибрации в технике. Справочник. В 6-ти т./Ред. Совет: Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981 – Т.6». Защита от вибраций и ударов/ Под ред. К.В. Фроловна, 1981., 456с.

УЛК 621.9

Рогов В.А., Лаптева Е.Н., Соловьев В.В.
РУДН, г. Москва, «СЕВМАШВТУЗ», Россия

СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПРИПУСКА ПРИ ОБРАБОТКЕ ФАСОННЫХ ДЕТАЛЕЙ

Application of modern contactless ways of definition of coordinates of points of a surface allows to obtain the data on geometrical parameters of preparation, and use of the specialized mathematical techniques of comparison of the measured and reference models - to calculate values of an available allowance in each of control points.

Введение

В современном машиностроении существует большое количество крупногабаритных фасонных деталей. Задача распределения припуска на их последующую обработку является очень сложной и характерна для таких областей машиностроения, как авиастроение, производство турбин и судостроение, то есть тех отраслей, где от геометрической формы детали, точности ее обработки и шероховатости поверхности зависят ходовые и акустические качества, а также надежность и долговечность работы изделия в целом.

Примером таких деталей являются авиационные или судовые винты, при изготовлении которых в качестве заготовки часто используется отливка, лопатки паровых и газовых турбин, а также другие фасонные детали как плоской формы, так и объемные.

Диаметр ходового винта крупного судна достигает 15 метров и, поскольку такие детали являются весьма дорогостоящими, очень важно правильно распределить припуск на первой черновой операции, когда решается вопрос о пригодности заготовки и целесообразности ее последующей обработки. Не менее важным является и дальнейшее межоперационное распределение припусков. При этом необходимо отметить, что транспортирование и кантование деталей таких размеров весьма затруднительны, для контроля размеров необходимы специальные мерительные инструменты, а процесс измерения достаточно трудоемкий. Целью работы является разработка системы автоматического распределения припуска при обработке сложных фасонных деталей.

Основная часть

В настоящее время с развитием цифровой видео и фото съемки, а также быстродействующих ЭВМ появилась возможность использования стереофотограмметрии для бесконтактного определения координат точек, принадлежащих какой-либо фасонной поверхности. На основании этого разработана система автоматического распределения припуска.

Задача системы автоматического распределения припуска состоит в том, чтобы не перемещая заготовку по результатам контроля ее поверхностей бесконтактными датчиками и расчетов на ЭВМ попробовать «вписать» в нее требуемую деталь.

Значения абсолютных и относительных величин имеющегося припуска являются входными данными для алгоритма распределения припуска. В первую очередь определяется количество и взаимное расположение точек, в которых имеющееся количество припуска меньше, чем требуемое значение. Если распределение таких точек по поверхности заготовки таково, что любое перемещение заготовки уменьшит и без того критически малое значение припуска в какой-нибудь из вышеупомянутых точек, заготовка подлежит выбраковке.

Если же для всех имеющихся контрольных точек значение припуска не менее требуемого, либо, при наличии точек, где припуск меньше требуемого значения, существует допустимое направление перемещения заготовки, при котором увеличивается количество припуска в критических точках, рассчитывается вектор перемещения заготовки. Инициальное направление вектора перемещения – от точки с максимальным значением имеющегося припуска к точке с минимальным значением имеющегося припуска – корректируется с учетом значений припусков в точках, где относительное значение припуска по абсолютной величине больше 0,5. При этом учитывается требуемое горизонтальное смещение, определяемое при помощи координат геометрического центра точек поверхности заготовки.

Поскольку распределение припуска – нелинейная задача, имеющая множество вероятных реализаций, то ЭВМ выдает только заключение о возможности использования заготовки (или о возможных путях использования), при этом окончательное решение о начале механической обработки принимается группой квалифицированных специалистов или ответственным лицом, принимающим решение.

Рассмотрим пример соотношения размеров и взаимного расположения заготовки и эталонной модели гребного винта (рисунке 1).

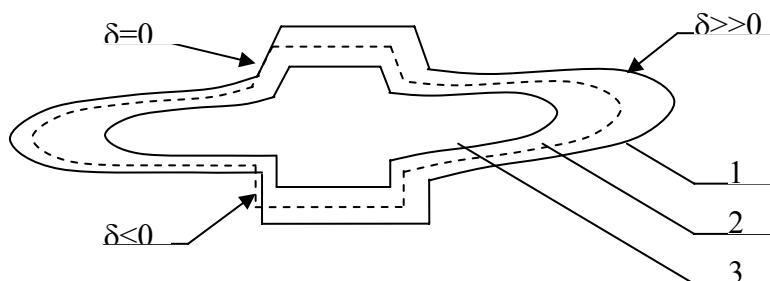


Рисунок 1 - Смещенное расположение заготовки относительно эталонной модели винта
 1 – математическая модель измеренной заготовки; 2 – отступ на припуск; 3 – математическая модель эталона

При данной установке заготовки имеется ряд точек, для которых величина имеющегося припуска меньше, чем требуемое значение, то есть $\delta_j < 0$. Кроме того, имеются точки, для которых $\delta_j = 0$. Однако анализ расположения точек, для которых значение имеющегося припуска значительно превосходит нормативное значение показывает, что возможно перемещение заготовки, при котором для всех эталонных точек значение имеющегося припуска будет не менее, чем требуемое. В данном случае вектор перемещения строго горизонтален.

Рассмотрим другой случай взаимного расположения заготовки и эталонной модели винта, представленный на рисунке 2.

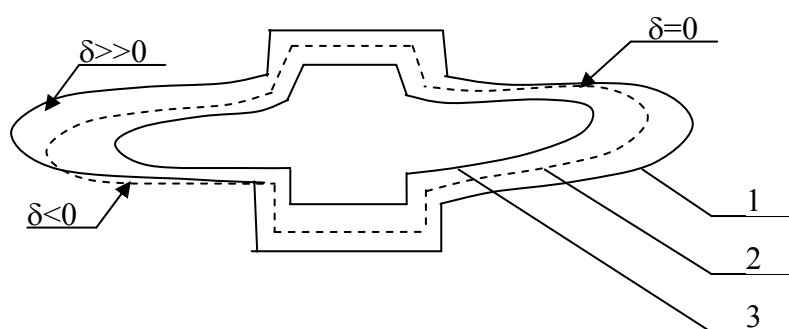


Рисунок 2 - Смещенное расположение заготовки относительно эталонной модели винта

Здесь взаимное расположение точек таково, что перемещение модели заготовки с целью увеличения припуска в точках, где $\delta_j < 0$, повлечет за собой недопустимое уменьшение припуска в тех точках, где в настоящий момент $\delta_j = 0$. Следовательно, невозможно задать такой вектор перемещения заготовки, при котором во всех контрольных точках эталонной математической модели будет достаточное количество припуска. Заготовка подлежит выбраковке.

При распределении припусков на заготовке возможна и ситуация, подобная изображенной на рисунке 3. Здесь для большинства точек заготовки значение припуска близко к требуемому значению, за исключением некоторой области, в которой имеется излишек металла. Возможно, переместив заготовку, распределить излишек припуска равномерно между всеми обрабатываемыми поверхностями. Но оптимальным с точки зрения уменьшения трудоемкости обработки является удаление излишка металла за одну операцию (вертикальная пунктирная черта).

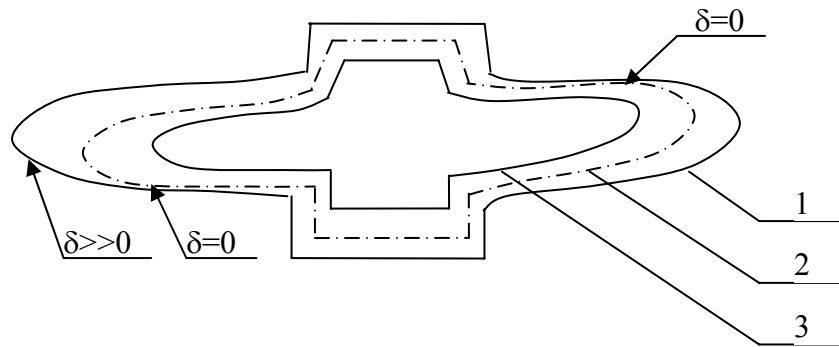


Рисунок 3 - Неравномерное расположение заготовки относительно эталонной модели винта

Если форма заготовки позволяет, то при «вписывании» в нее детали возможны одновременно поступательные и угловые перемещения.

Блок-схема полученного алгоритма приведена на рисунке 4.

Рассмотрим алгоритм работы автоматизированной системы управления технологическим процессом распределения припуска на заготовках гребных винтов – АСУ ТП «Оптима». Основа данной системы – разработанная методика распределения припусков, которая, в свою очередь, базируется на математическом алгоритме преобразования трехмерных координат точек поверхности объекта в величины отклонений геометрической формы измеряемой заготовки от точно-заданной формы поверхности готового изделия.

Работа АСУ ТП начинается с анализа документации на изготавливаемую деталь, в данном примере - гребной винт. Если винты данного типа производились ранее, в базе данных АСУ ТП имеется эталонная модель готового винта. В противном случае первым шагом работы системы является расчет математической модели эталонного винта данного типа.

После того, как заготовка пройдет дефектоскопию, она размещается на рабочей поверхности станка. Производится первая контрольная операция определения пригодности заготовки по геометрическим параметрам. Если заготовка признана годной, выбирается оптимальное распределение существующих припусков. Информация об имеющихся припусках поступает в систему управления станка с ЧПУ. В случае, когда величина припуска достаточна, он делится на черновую и чистовую обработки. Быстродействие работы АСУ ТП позволяет производить операции распределения припусков после каждой черновой обработки, причем время производственного процесса увеличивается незначительно (так как контроль производится при уже известных параметрах текущей установки системы).

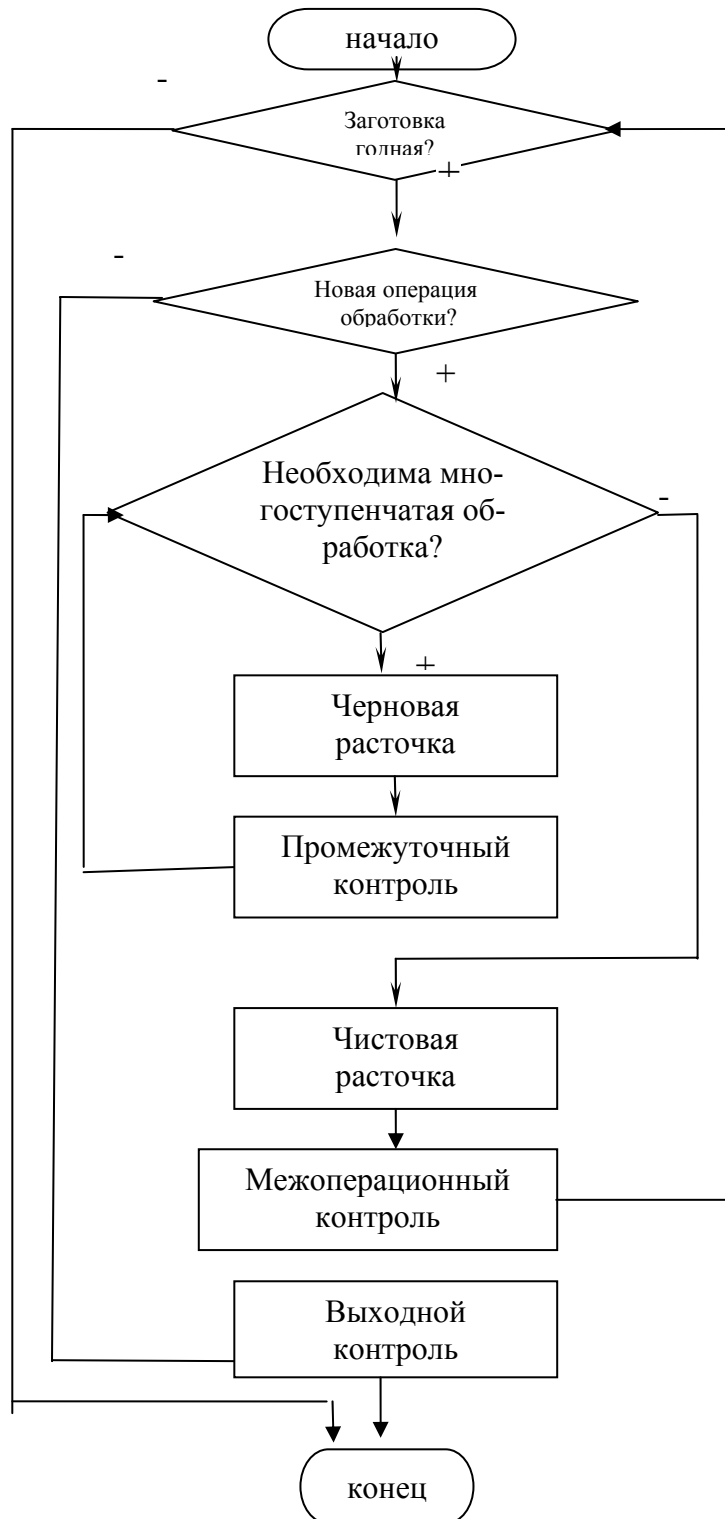


Рисунок 4 - Блок-схема алгоритма работы АСУТП

По завершении операции обработки, после чистовой расточки, производится межоперационный контроль. Он необходим для большинства операций обработки винта (за исключением шлифования). Количество таких операций зависит от типа винта.

По завершению всех операций обработки производится выходной контроль, по результатам проведения которого заполняется паспорт винта.

Вывод

Применение современных бесконтактных способов определения координат точек поверхности позволяет получить данные о геометрических параметрах заготовки, а использование специализированных математических методик сравнения измеренной и эталонной моделей – рассчитать значения имеющегося припуска в каждой из контрольных точек.

Литература

- 1 Максарев Р. Ю., Борнштейн М. Ю. АСУТП в машиностроении: методы обоснования. - М.: Машиностроение, 1984. – 183 с.
- 2 Федоренко Р. П. Приближенное решение задач оптимального управления. - М.: Наука, 1978. – 488 с.

УДК 621. 313

Гузенко В.С., Квашнин В.О., Полупан И.И.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

РАЗРАБОТКА ДВУХМАССОВОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА

In this article the development of dynamic model of the electric drive of feed in vertically-milling tool 6540 is resulted. Rigidity of shafts and gaps in joints were also taken into account. The analysis of the transitional processes in electric drive connecting mechanical part was conducted.

Введение

Повышающиеся требования к качеству и производительности обработки деталей машин во многом определяют тенденции развития современных металлорежущих станков в направлении увеличения их мощностей, скоростей вращения шпинделей и других технологических параметров. Во многом, достижение высоких динамических показателей стало возможным с созданием и развитием теории динамики станков, связавшей показатели качества и производительности обработки с характеристиками динамической системы, а также электроприводов отдельных узлов станка.

Анализ исследований и публикаций по проблеме

В настоящее время, наряду с прогрессом в области электронно-вычислительной техники, необходимо с новыми ее возможностями пересмотреть взгляды на динамику и вибрацию металлорежущего оборудования с учетом процессов, происходящих в электроприводах главного и вспомогательных движений.

Согласно проведенному анализу научно-технической литературы в области динамических и виброакустических исследований технологического оборудования можно утверждать, что техническое состояние (качество) станка во многом определяет не только точность и качество выполняемых операций, но и саму возможность их проведения [1].

Установлено, что качество обработки в основном определяется относительными колебаниями режущего инструмента и заготовки, которые в свою очередь зависят от динамических характеристик системы СИД и непосредственно процесса резания. Эти параметры, как правило, принято оценивать частотными передаточными характеристиками. Однако при этом нивелируется роль отдельных спектральных составляющих – вынужденных колебаний, вызванных внутренними процессами, в том числе и в электроприводе, сопровождающих работу станка [2].

Дальнейшее повышение качества обработки изделия на станке с одновременным повышением производительности невозможно без решения задач по определению требований, предъявляемых к станочным электроприводам и системам управления.

В частности, при разработке различных алгоритмов управления процессом металлообработки для электропривода станка должны быть учтены не только статические параметры обрабатываемых деталей и ее конечные размеры, но и динамические составляющие самого станка, процесса резания [3], а также параметры и свойства собственно электропривода [4].

Для решения подобных задач при модернизации существующих станков или на этапе проектирования новых возникает проблема учета всех существующих или возможных динамических нагрузок с целью минимизации их дальнейшего влияния на процессы обработки изделий. Их учет возможен только лишь на основе разработки детализированных динамических моделей станка различной степени интеграции [5, 6].

Целью настоящей работы является разработка двухмассовой динамической модели электропривода вертикально-фрезерного станка 6540.

Методика работы

С целью исключения случайных ошибок за основу в разрабатываемой модели была принята двухфазная математическая модель асинхронного двигателя, которая была реализована в различных пакетах программ. При разработке подобных моделей наиболее сложным и трудоемким этапом является построение наиболее полной модели асинхронного электропривода. Его состояние в динамике описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений [6,7].

В данной работе была разработана модель асинхронного двигателя А-02-51-4С1 электропривода главного движения вертикально-фрезерного станка 6540.

Основные параметры двигателя

Номинальное напряжение.....	$U_H=220$ В
Номинальная мощность.....	$P_H=7,5$ кВт
Номинальный ток статора.....	$I_H=14,8$ А
Номинальная скорость.....	$n_H=1450$ об/мин
Момент инерции.....	$J_H=0,058$ кг*м ²
КПД при номинальной нагрузке.....	$\eta=0,885$
Коэффициент мощности.....	$\cos \varphi=0,87$
Число пар полюсов.....	$p=2$

Параметры T-образной схемы замещения фазы двигателя

Индуктивность рассеяния обмотки статора.....	$L_{\sigma\sigma}=0,0039$ Гн
Приведенная индуктивность рассеяния обмотки ротора.....	$L_{\sigma\sigma}=0,0039$ Гн

Индуктивность намагничивающего контура..... $L_0=0,135$ Гн
 Активное сопротивление статора..... $r_s=2,98$ Ом
 Приведенное активное сопротивление ротора..... $r_r=0,41$ Ом

Результаты расчетов в виде переходных процессов $\omega=f(t)$ и $M=f(t)$ (соответственно частоты вращения и момента на валу двигателя), полученные в среде пакета программ Delphi, представлены на рисунке 1.

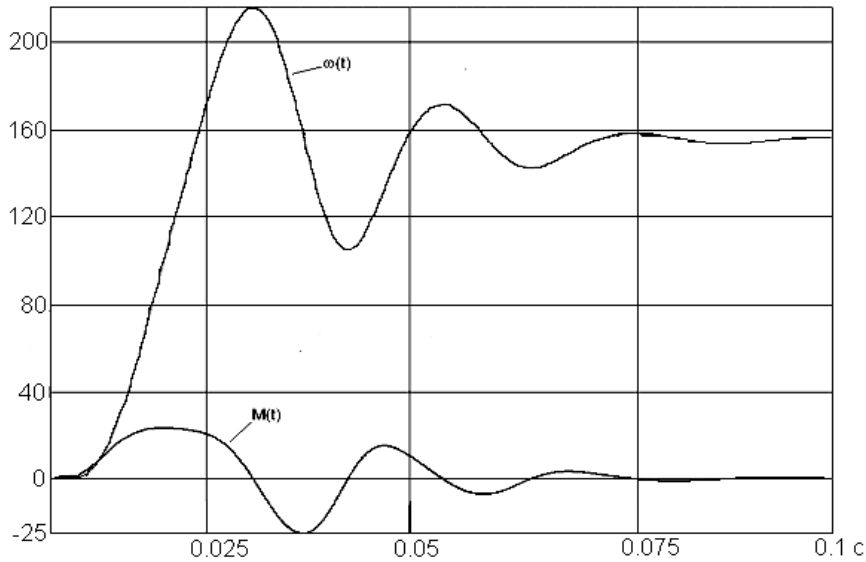


Рисунок 1 – Переходные процессы двигателя, полученные в среде пакета программ Delphi

Структурная модель асинхронного двигателя, полученная в прикладной среде MATLAB, представлена на рисунке 2.

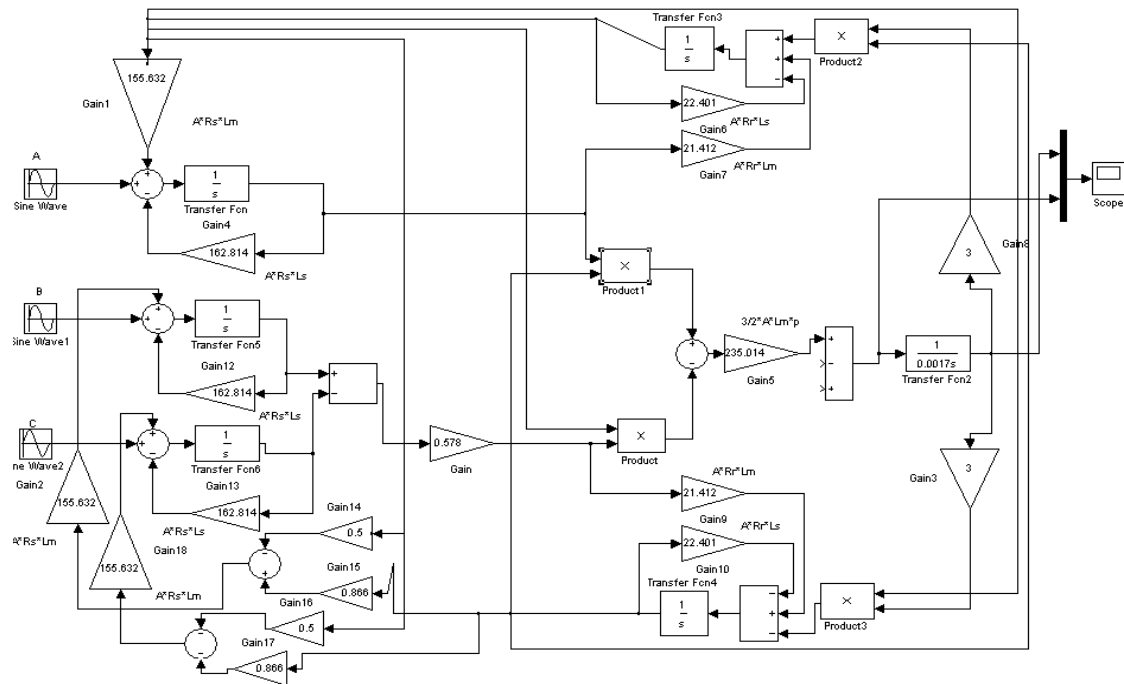


Рисунок 2 – Структурная модель асинхронного двигателя в среде MATLAB

Результаты расчетов в виде переходных процессов $\omega=f(t)$ и $M=f(t)$, полученные в среде пакета прикладных программ MATLAB, представлены на рисунке 3.

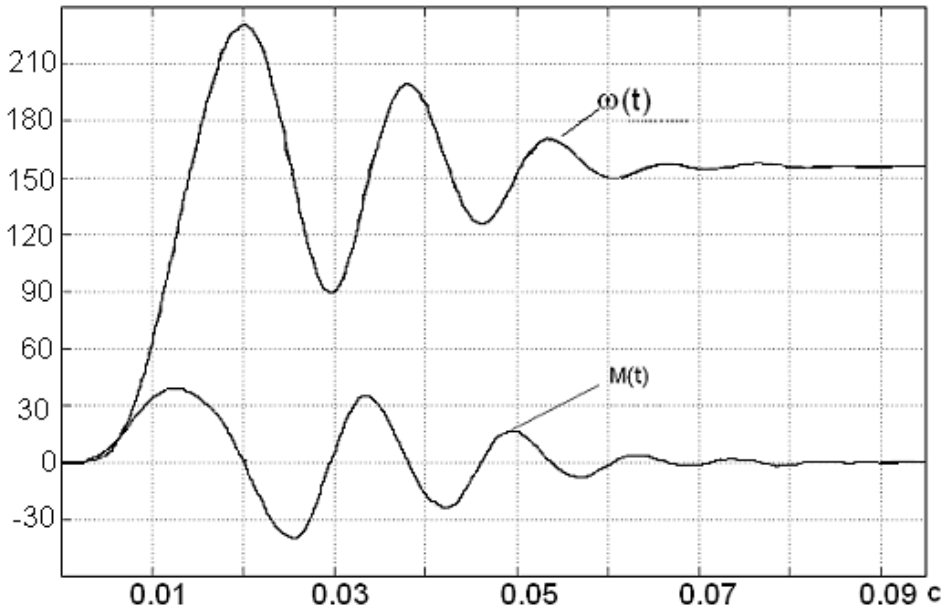


Рисунок 3 - Переходные процессы двигателя, полученные в среде пакета MATLAB

Результаты расчетов в виде переходных процессов $\omega=f(t)$ и $M=f(t)$, полученные в среде пакета прикладных программ MASS, представлены на рисунке 4.

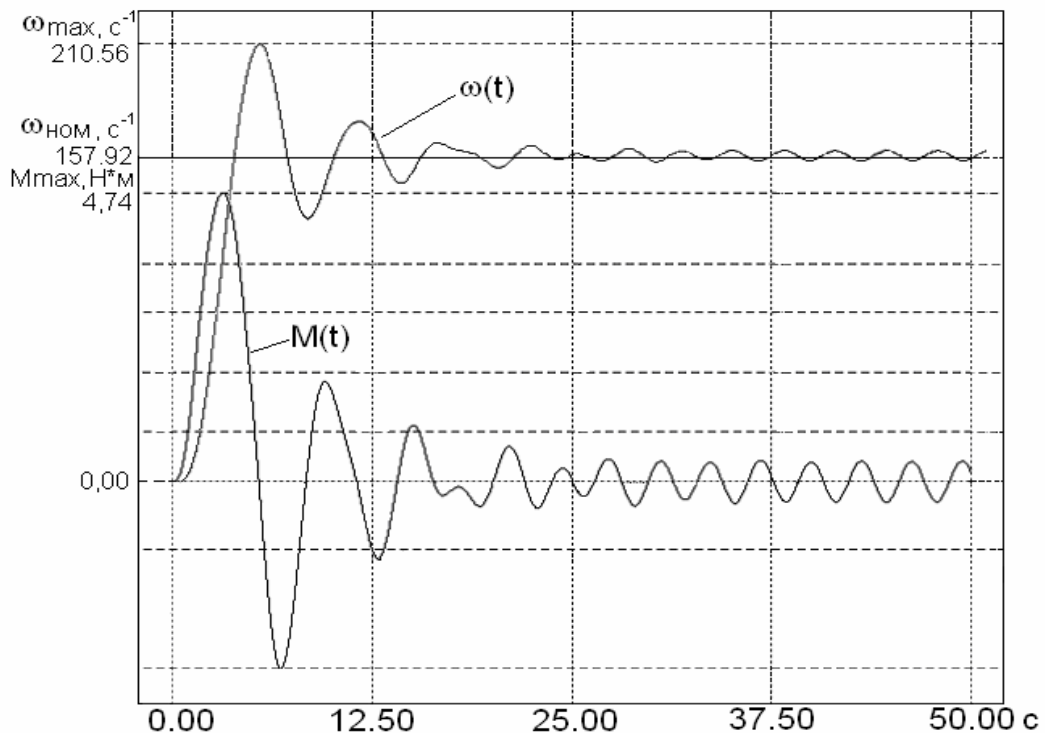


Рисунок 4 - Переходные процессы двигателя, полученные в среде пакета MASS

Сопоставление полученных результатов моделирования асинхронного двигателя указывает на их хорошую сходимость и подтверждает правильность теоретических разработок и положений, принятых в математической модели. Тем не менее, для дальнейшего использования принимается за основу модель, выполненная в пакете прикладных программ MASS.

Для анализа динамики работы механизма главного движения вертикально-фрезерного станка 6540 была разработана двухмассовая модель электропривода, учитывающая движение различных масс механической части привода в виде эквивалентного момента инерции (см. рисунок 5).

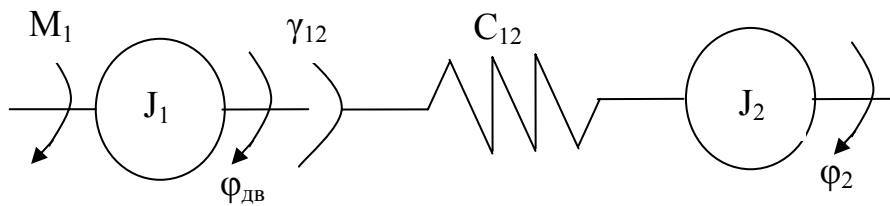


Рисунок 5 – Схема двухмассовой модели электропривода

M_1 – момент двигателя; J_1 – момент инерции 1-й массы (моменты инерций вращающихся частей, приведенных к валу двигателя, включая момент инерции ротора двигателя); $\varphi_{дв}$ – угол поворота вала двигателя; γ_{12} – величина люфта в соединении; C_{12} – жесткость соединения 1-й и 2-й массы; J_2 – момент инерции 2-й массы; φ_2 – угол поворота 2-й массы.

Взаимное перемещение массы ротора двигателя и эквивалентной массы механизма учтено эквивалентной приведенной жесткостью и наличием эквивалентного люфта в соединении. Таким образом, получена двухмассовая модель механической части электропривода, структурная схема которой представлена на рисунке 6.

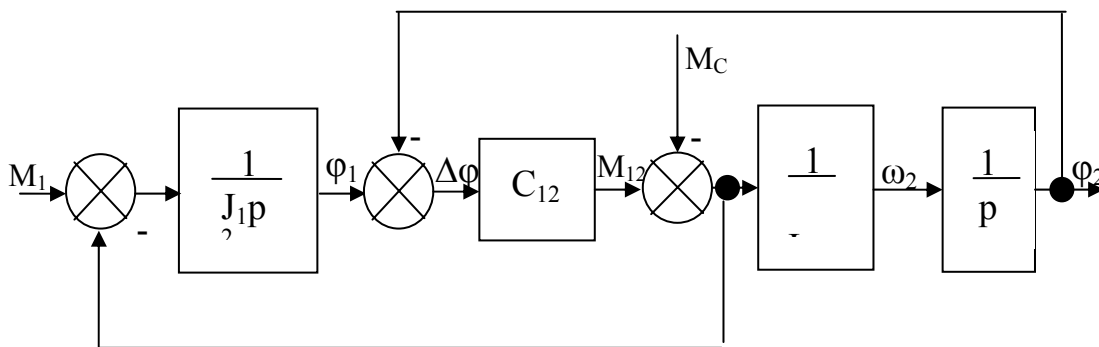


Рисунок 6 – Структурная схема модели электропривода

$\Delta\varphi$ – величина угла деформации соединения с жесткостью C_{12} ; ω_2 – угловая скорость на выходе 2-й массы; M_{12} – упругий момент, возникающий в результате деформации соединения с жесткостью C_{12} ; M_C – момент сопротивления.

Технические данные для механической части модели электропривода
 Эквивалентный момент инерции механической части электропривода механизма главного движения вертикально-фрезерного станка 6540..... $J_{\text{мех}}=0,65 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$
 Величина свободного хода на валу двигателя..... $e=0,052 \text{ рад}$
 Максимальный момент, развиваемый двигателем..... $M_{\text{max}}=95,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Анализ полученных результатов

Результаты моделирования двухмассовой модели электропривода представлены на рисунке 7 в виде графиков переходных процессов $\omega=f(t)$ и $M=f(t)$.

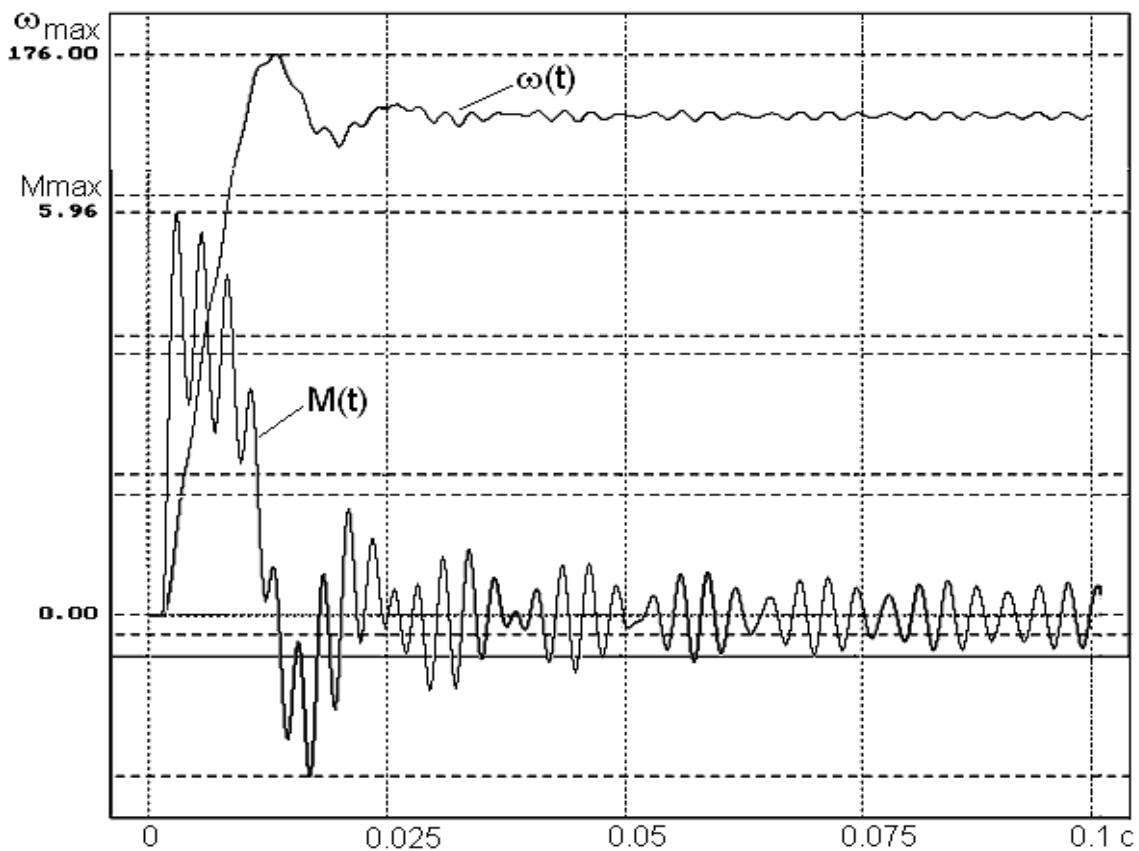


Рисунок 7 – Переходные процессы, полученные при моделировании двухмассовой модели

Анализ полученных результатов показывает, что используемый в механизме станка асинхронный двигатель является источником механических колебаний с частотой 50 Гц ($M_{\text{эм}}=0,32 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $\omega=157\pm 2,5 \text{ с}^{-1}$), которые характерны для электромагнитного момента, развиваемого двигателем в установившемся режиме. Аналогичные показатели качества присущи и приведенной движущей массе механизма резания (амплитуда динамического момента составляет $0,45 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $f=50 \text{ Гц}$, $\omega=157\pm 2 \text{ с}^{-1}$), то есть в устано-

вившемся режиме механизма подачи существенное влияние на его выходные характеристики $\omega=f(t)$, $M=f(t)$ оказывает не только конструкция самого механизма (жесткость соединений, наличие люфтов в передачах и т. д.), но и тип применяемого для этой цели электродвигателя.

В результате анализа полученных переходных процессов электропривода были определены также следующие показатели качества: перерегулирование скорости $\sigma=12\%$ (допустимая норма $\sigma\leq 3\%$) при динамическом моменте $M_{\text{дин}}=6 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при $M_{\text{ном}}=4,78 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Выводы

Таким образом, установлено, что на динамику переходных процессов существенное влияние оказывают как жесткости соединений, так и наличия люфтов в них, что в конечном итоге приводит к снижению качества обработки на фрезерном станке. Следовательно, их влияние необходимо учитывать при построении современных электроприводов и систем управления для металлорежущих станков.

Литература

- 1 Махов А. А. Повышение динамического качества металлорежущих станков и технологического оборудования на основе компьютеризированной виброакустической системы.- Автореферат дисс. на соискание учен. степ. канд. техн. наук по спец. 05.03.01 – Москва, 2005 г.- 17 с.
- 2 Металлорежущие станки и автоматы: Учебник для студентов втузов/Под ред. А. С. Проникова.-М.: Машиностроение, 1981.-480 с.
- 3 Гузенко В. С., Сердюк А. А., Донченко Е. И. Моделирование динамики процесса резания торцевыми фрезами. Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем: збірник наукових праць.- Краматорськ, 2001.-с. 60-67.
- 4 Ривин Е. И. Динамика привода станков.-М.: Машиностроение, 1966.-204 с.
- 5 Коробко А. В., Коваль М. И., Ким Е. Н. Адаптивное управление фрезерованием с помощью микропроцессорной системы ЧПУ. Станки и инструменты: Научно-технический и производственный журнал.- М.: Машиностроение, 1983: Выпуск № 12.- с. 15-18.
- 6 Васьковський Ю. М. Математичне моделювання електромеханічних перетворювачів енергії. – Київ НТУУ „КПІ”, 2003. – 164 стор.
- 7 Квашнин В. О., Наливайко А. М., Знаменский А. А. Эффективность применения электроприводов переменного тока в станках с ЧПУ. Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем: збірник наукових праць.- Краматорськ, 2004.- с. 126-131.

УДК 621.87

Логуш І.В.

Бережанський агротехнічний інститут національного аграрного
університету

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОРІЗКИ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ ДИСКОВИМИ НОЖАМИ

The results of cuttings of conveyer ribbon are resulted on bars by the multiple-blades disks systems. These practical recommendations to production in relation to planning of these instrumental systems.

Вступ

Створення нових типів машин і механізмів транспорту сприяє подальшому розвитку народного господарства і розширенню їх номенклатури, підвищенню продуктивності праці за рахунок досягнення науково-технічного прогресу.

Останнім часом в приводах машин, стрічкових і пруткових транспортерів замість ланцюгових передач широко застосовують конвеєрні стрічки з відкритими трапецієподібними виступами для зачеплення з відповідними шлицевими виступами на приводних валах, що забезпечує передачу обертового руху без пробуксовування і перекосів. До їх переваг належать безшумність роботи і менше травмування коренеплодів. Промисловість ФРН випускає такі гумово-бавовняні конвеєрні стрічки в рулонах шириною 2м і довжиною 50м і поставляє їх в різні країни світу, в тому числі і в Україну. Для одночасної порізки рулона на смуги певної ширини з можливістю її регулювання необхідно мати і відповідні верстати з механізмом регулювання ширини смуги.

У машинобудуванні широко використовуються конвеєрні стрічки з тканинним чи металічним кордом, пластичні, шкіряні та інші. Цій проблемі присвячені роботи багатьох авторів [1, 2, 3]. На жаль, питання проектування таких технологічних процесів, верстатів і різальних систем багаторядної порізки на даний час не вирішено повністю.

Тому метою даної роботи є дослідження процесів різання конвеєрної стрічки на смуги.

Робота виконується згідно з Постановою Кабінету Міністрів України “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування та забезпечення агропромислового комплексу конкурентноздатною технікою” на 2002-2006 роки.

Основна частина

Верстат для порізки конвеєрної стрічки на смуги з п'ятьма ножовими блоками зображено на рис. 1. Він складається з станини 1, пульта керування 4, електродвигуна 2, нижнього 5 і верхнього 6

привідних валів. На нижньому і верхньому привідних валах по посадках ковзання встановлені дискові ножові блоки 8, по два в кожному, осі яких є співвісні між собою. Причому кути загострення ріжучих кромek розміщені всередині блоку, а між дисковими ножовими блоками нижнього і верхнього привідних валів встановлені регулювальні втулки 9, блоки розміщені один навпроти одного у вертикальній площині.

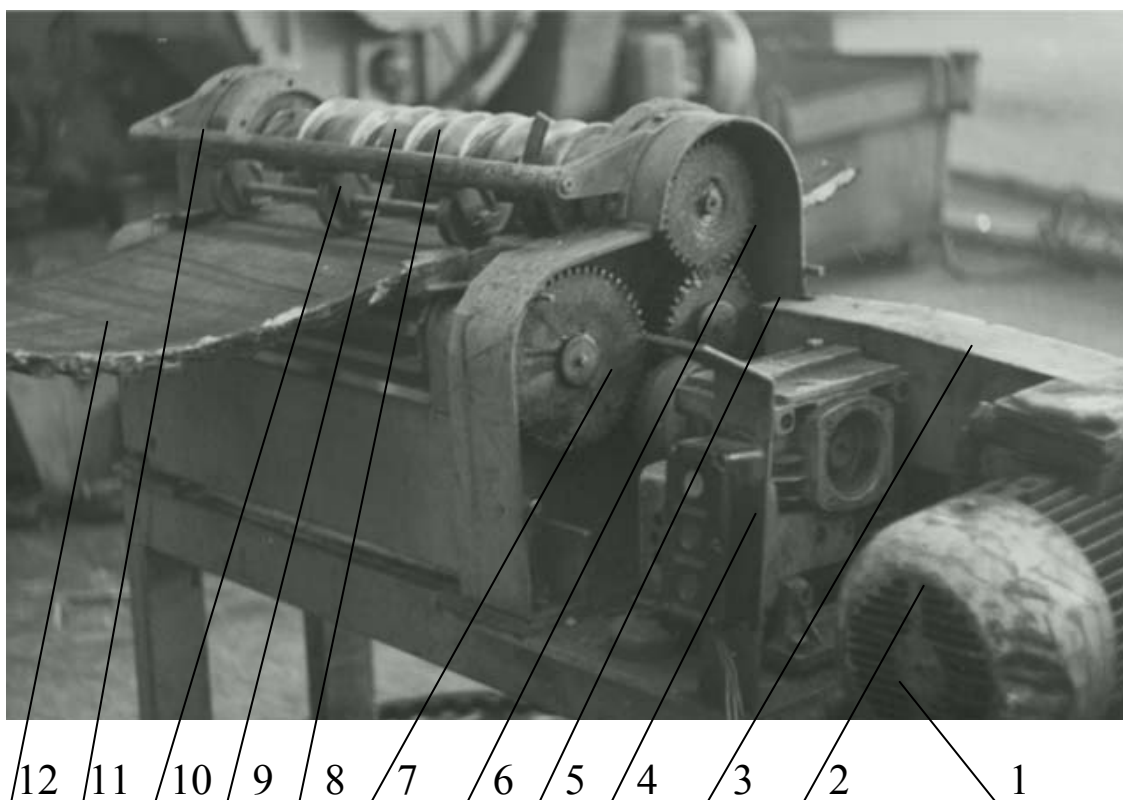


Рисунок 1 – Загальний вигляд верстату для порізки конвеєрної стрічки з 5 ножовими блоками

Довжина регулювальних втулок 9 є більшою довжини дискового ножового блоку на величину зазору між ножами.

Зовнішні діаметри регулювальних втулок є меншими зовнішніх діаметрів дискових ножів на величину вільного проходження конвеєрної стрічки 12, а відстань між осями верхнього 5 і нижнього привідного вала є меншою зовнішнього діаметра дискового ножового блоку на величину їх взаємного перекриття спарених дискових ножів дискового ножового блоку в межах 7... 12 мм. Подаючий ролик 7 встановлено по ходу подачі конвеєрної стрічки 12 перед нижнім привідним валом 5 з можливістю горизонтальної подачі конвеєрної стрічки, а осі їх обертання паралельні між собою, причому його довжина є рівною або більшою ширини конвеєрної стрічки.

Поперечний профіль і розміри подаючого ролика визначено трапецевидним профілем і розмірами шліцевих впадин конвеєрної

стрічки. Спереду над подаючим роликом на висоті 50...70 мм по ходу подачі конвеєрної стрічки, встановлено прижимний вал 10 з відкидними кронштейнами 11, які встановлені у верхній частині вертикальних стінок станини з внутрішньої їх сторони з можливістю піднімання на шарнірі через відкидні кронштейни на величину кута підйому 30° до горизонту.

Прижимні ролики 10 є взаємодії з конвеєрною стрічкою з можливістю вільного обертання навколо своїх осей, причому вісь прижимного вала є співвісною з осями нижнього і верхнього привідних валів, а шліци взаємодіють з впадинами конвеєрної стрічки.

Перед роботою верстату для порізки конвеєрної стрічки на смуги проводиться підготовча робота. Відкидний кронштейн 11 разом з прижимним валом 10 піднімається вгору. В зону різання подається конвеєрна стрічка 12 таким чином, щоб шліцеві виступи подаючого ролика 7 увійшли в зачеплення з впадинами конвеєрної стрічки. Після цього включається пульт керування верстату і обертовий рух від електродвигуна 2 передається на верхній 6 і нижній 5 привідні вали, а в зону різання подається конвеєрна стрічка. При цьому ножові блоки 8 повертаються в напрямках зустрічного обертання за умови захоплення і порізки конвеєрної стрічки, а її ширина визначає довжину ножового блоку і відповідних регулювальних втулок 9. Останні на цих валах можуть бути однієї довжини або різної, довжина вибирається з врахуванням величини зазору між дисковими ножовими блоками і товщиною ножів.

Для правильного направлення конвеєрної стрічки в зону різання служать направляючі планки по її боках, які на рисунку не показані.

При розрізанні великих мотків конвеєрної стрічки на вході перед верстатом може встановлюватися рулон на козлах, а на виході уклад очний стіл, які не зображені на кресленні.

При порізці всього рулону конвеєрної стрічки готова продукція і відходи прибираються і закладається новий рулон. В разі потреби зміни ширини смуг підбирають дискові ножові блоки 6 відповідної довжини і відповідно регулювальні втулки.

На рис.2 зображено ножовий блок верстату для порізки конвеєрної стрічки

Величину сили різання можна визначити за залежністю [4]:

$$P = \frac{1}{4} \left(\frac{S^2}{\operatorname{tg} \varphi} - \frac{\pi D^2}{180} \cdot \varphi_3 + \frac{D \cdot \cos(\varphi_3 / 2) S}{\sin \varphi} \right) \cdot \tau_0, \quad (1)$$

де S – товщина стрічки; D – діаметр диска; φ_3 - кут різання; φ - кут захоплення; τ_0 - опір різанню.

В результаті проведених експериментальних досліджень встановлені залежності величини сили різання від величини подачі, швидкості різання, товщини матеріалу і діаметра ножів, які зображені відповідно на рис. 3, 4, 5 і 6.

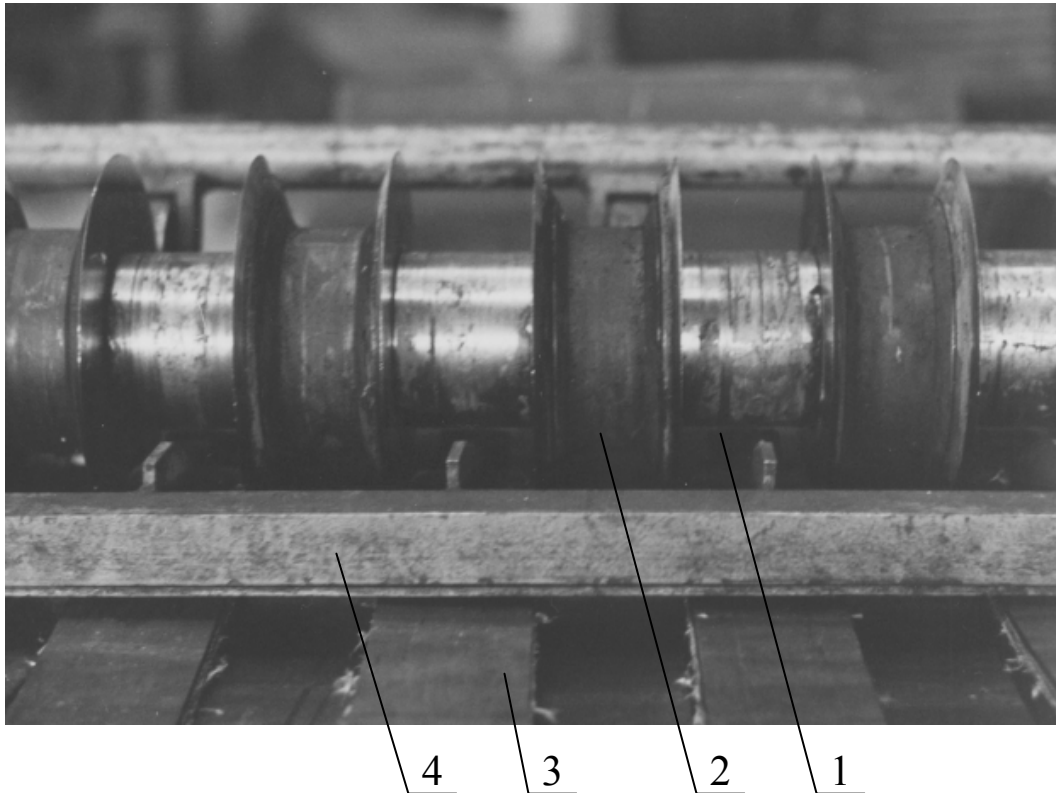


Рисунок 2 – Ножовий блок верстату для порізки конвеєрної стрічки

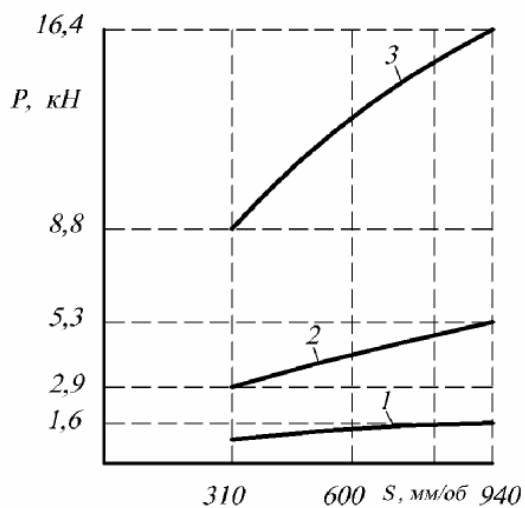


Рисунок 3 - Графік залежності сили різання P від подачі S $\tau_0=50$ МПа:
1. $t=5$ мм; 2. $t=10$ мм; 3. $t=20$ мм.

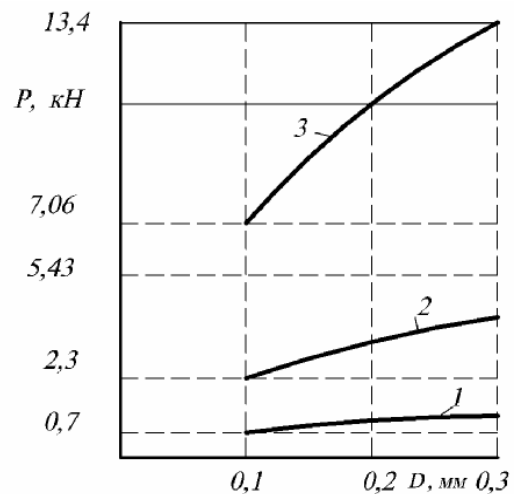


Рисунок 4 - Графік залежності сили різання P від діаметра ножів D $\tau_0=40$ МПа:
1. $t=5$ мм; 2. $t=10$ мм; 3. $t=20$ мм.

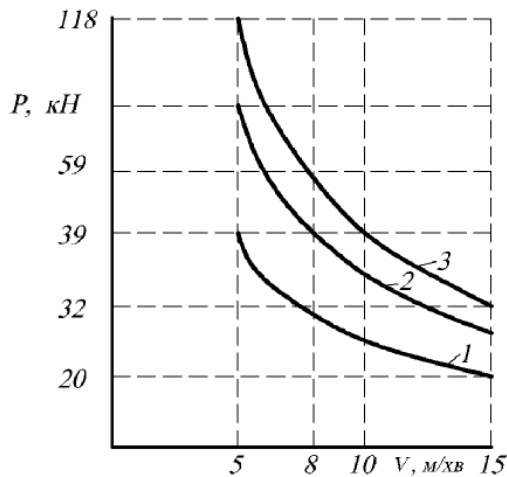


Рисунок 5 - Графік залежності сили різання P від швидкості V , $\varphi=15^\circ$;
 $D=0,1\text{мм}$:
 1. $N=5\text{кВт}$; 2. $N=8\text{кВт}$; 3.
 $N=10\text{кВт}$.

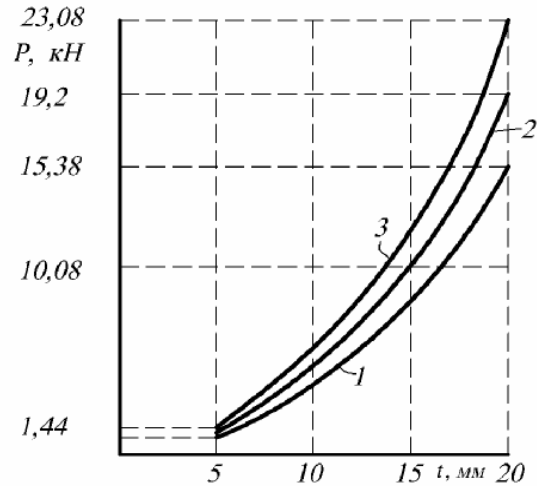


Рисунок 6 - Графік залежності сили різання P від товщини матеріалу t ,
 $\varphi=15^\circ$:
 1. $\tau_0=40\text{Мпа}$; 2. $\tau_0=50\text{Мпа}$; 3.
 $\tau_0=60\text{Мпа}$.

Висновки

1. Розроблено верстат для порізки конвеєрної стрічки на транспортери сільськогосподарських машин.
2. Встановлені граничні параметри режимів різання для різних матеріалів конвеєрних стрічок.

Література

- 1 Лепетов В.А., Юрцев Л.Н, Расчеты и конструирование резиновых изделий. Изд. 3-е Л.: Химия, 1987.- 408с.
- 2 Потураев В.Н. Дыра В.И. Резиновые детали машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 216с.
- 3 Матвійчук А.В., Логуш І.В., До особливостей порізки транспортних стрічок та автотракторних шин. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Харків: ХДТУСГ, 2004. С. 332-337.
- 4 Деклараційний патент України №66164А. Верстат для порізки конвеєрної стрічки на смуги. Матвійчук А.В., Логуш І.В., Гевко І.Б., Михайлишин В.І. Заявлено 07.08.2003р. Опубліковано 15.04.2004. Бюл. №4.

УДК 681.3.01(075): 519.682.1

Тарасов А.Ф., Винников М.А., Тарасов С.А., Курташ С.В.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

МЕТОДИКА ПОИСКА АНАЛОГОВ В БАЗАХ ОБЪЕМНЫХ МОДЕЛЕЙ ИЗДЕЛИЙ, СОЗДАНИХ В САД - СИСТЕМАХ

Questions of quality improvement of analogues search in bases of the CAD projects of the products on the basis of an artificial intelligence application are considered

Введение

В современных информационных системах со временем накапливаются большие объёмы информации, которые требуют обработки с целью поиска нужных данных. Качество поиска определяется рядом факторов, но в любом случае остаётся необходимость изучения того, что выбрано и дополнительный отсев массы ненужного материала. Это связано с тем, что поиск осуществляется в основном по ключевым словам, а чтобы корректно задать условия поиска в объёмах слабо структурированной информации требуются дополнительные затраты времени и опыт использования поисковых систем.

Постановка проблемы, анализ публикаций

Обычно необходимо несколько попыток, чтобы сформулировать результативный запрос. Отсюда следует актуальность решения задач поиска информации и развития методов поиска данных в структурированной и неструктурированной информации. В настоящее время используется как полное предварительное структурирование данных в базах данных (БД) на основе реляционной, объектной или другой моделей, так и применение различных методов классификации исходных данных со структурированным хранением метаинформации [1]. Примерами такого подхода могут служить системы электронного документооборота, где данные о документах хранятся в электронных карточках, которые служат основой для поиска необходимого документа, причём содержание документа в большинстве случаев не анализируются [2]. Аналогичный подход применяется при поиске материалов по индексам УДК, ББК, международной и национальным индексам патентной классификации [3]. В машиностроении разработаны принципы классификации деталей на основе их геометрической формы [4]. Метаинформация в этом случае сохраняется в коде чертежа, а также в виде спецификации, где применяется терминология, связанная с геометрией

(цилиндр, плита) или назначением детали (корпус, шпонка). Однако её в большинстве случаев недостаточно, для корректной классификации детали.

Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы

Автоматизированный поиск информации об аналогах конструктивных решений в корпоративной базе данных машиностроительного предприятия может занимать время, соизмеримое с разработкой нового узла или детали. Эта задача делает актуальным совершенствование методов структурирования и поиска такой информации в базах проектов изделий. Кроме того, поиск аналогов конструктивных решений без применения автоматизированных средств требует доступа конструкторов ко всей накопленной информации по проектам, что не отвечает требованиям безопасности.

Целью работы является разработка методики эффективного поиска необходимой информации в конструкторско-технологических базах машиностроительных предприятий, что связано с анализом большого количества проектов изделий, выполненных в САД-системах. Количество деталей в проекте может достигать порядка нескольких тысяч и более в отдельных случаях. Целью поиска аналогов может быть стандартизация отдельных узлов, нахождение оригинальных технических решений, использование опыта конструкторов и технологов для учебы, использование технологической и экономической информации, связанной с деталями.

Постановка задачи

В существующей на большинстве машиностроительных предприятий системе конструкторско-технологической подготовки производства в качестве исходной для анализа информации имеются проекты, созданные в САД-системе, спецификации, разработанные технологические карты обработки деталей и сборки изделия, в ряде случаев программы для станков с ЧПУ.

Информация о модели сборки изделия в современных САД-системах описывается в виде дерева, хранящего данные об элементах сборки и связях между ними. Поэтому задача поиска конструктивных аналогов в базах моделей типовых изделий (гидроцилиндров, штампов, редукторов, станочных приспособлений и др.) может быть поставлена следующим образом.

Для заданного эталонного графа $G_e(N_e, R_e)$ (где N_e и R_e – множества узлов и связей соответственно) в графах имеющихся в базе проектов $G(N, R)$ найти подграф $G_s(N_s, R_s)$, для которого пересечения множеств вершин $N_o = N_e \cap N_s$ и ребер $R_o = R_e \cap R_s$ являются непустыми, а их мощности $M(N_o)$ и $M(R_o)$ отличаются от мощностей множеств $M(N_e)$ и $M(R_e)$ элементов эталонного графа на определенные величины

$e_N \leq |M(N_o) - M(N_e)|$ и $e_R \leq |M(R_o) - M(R_e)|$, которые характеризуют степень несоответствия графов.

Основная часть

Алгоритм поиска аналогов (рисунок 1) зависит от применяемых методик и моделей принятия решения о соответствии найденного аналога заданию, а технология поиска зависят от организации данных о проекте, наличия и использования стандартных и унифицированных узлов, деталей и ряда других параметров, включая геометрические характеристики [5, 6]. Наличие возможности обучать модель при последовательных циклах поиска позволяет постепенно настроить ее на задачу, используя для этого результаты первых попыток.

Анализ возможных вариантов поиска (рисунок 2) в зависимости от организации данных о проекте (вида структурированной информации) показывает, что принятие решения о выборе аналога связано с задачами поиска, наличием средств его осуществления, принятой технологией структуризации исходной информации. По данной классификации все методы поиска можно условно разделить на две группы: организационные, связанные с созданием метаинформации, и прямые методы поиска в проектах изделий, созданных в САД- системе.

Комбинированным вариантом может быть автоматизированная классификация и кодирование на основе анализа информации, полученной из САД-системы. Функция человека в этом случае сводится к контролю правильности назначения кода и уточнению результатов кодирования в сложных случаях.

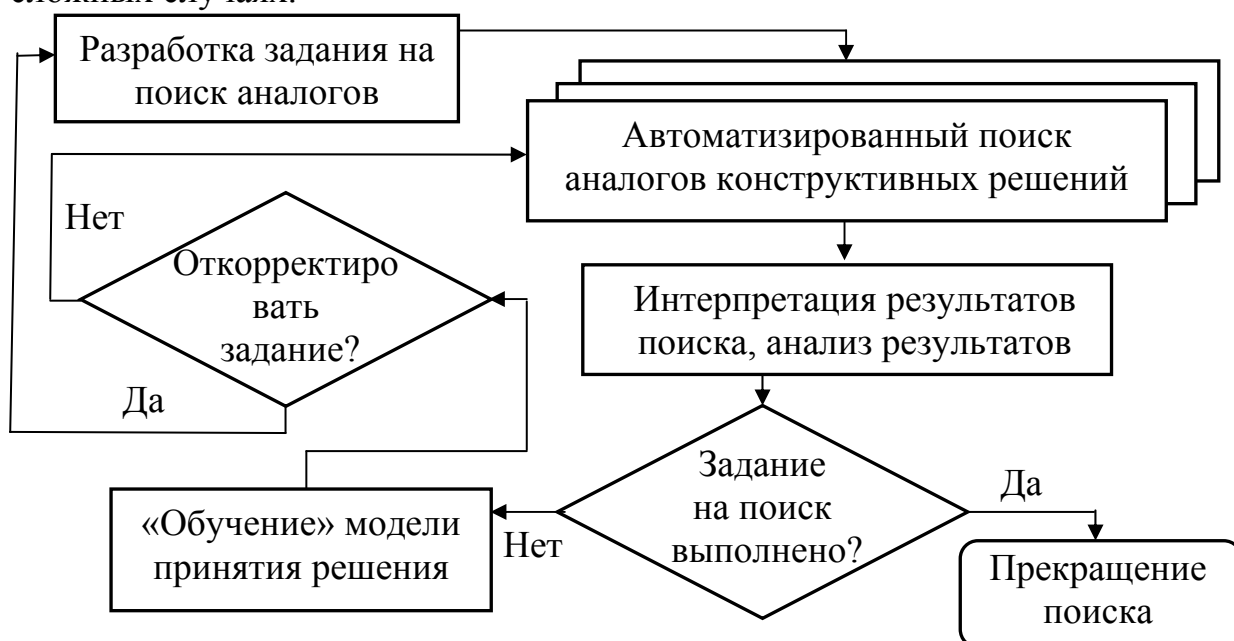


Рисунок 1 – Алгоритм автоматизированного поиска аналогов конструктивных решений с «обучением» модели принятия решения

Прямой поиск на основе геометрии и структуры изделия может производиться на нескольких уровнях абстракции в зависимости от объекта и задач поиска. При поиске аналогов узлов конструкции необходимо анализировать граф структуры изделия или его узлов, последовательности сборки элементов в конструкцию. Кроме того, при использовании технологии визуального структурного проектирования [7] можно анализировать и окружающую деталь среду на основе использования связанных с ней «виртуальных инструментов».

Объектная модель детали, построенная в САД-системе, позволяет анализировать и информацию о гранях детали, что даёт сведения для идентификации формы детали (соотношения $l/a, a/b$ и др.). Для повышения качества поиска аналога задание может строиться на основе принятой в данной области терминологии, включенной в тезаурус поисковой системы или на основе онтологии предметной области [8].

При поиске в проекте, разработанном в САД-системе, исходными данными являются: структура аналога и параметрические ограничения (размеры деталей или узла в целом). Ограничения на работу системы складываются из времени подготовки задания, времени на обучение системы, при необходимости, и времени на поиск заданного количества требуемых аналогов.

Сложность принятия решения определяется степенью несоответствия структур заданного узла и аналогов [9]. Рассмотрим применение механизма нейронных сетей для нечеткого поиска конструктивных аналогов в базах объемных моделей изделий, спроектированных в САД-системах [10].

Алгоритм полного комбинаторного решения поставленной задачи может быть представлен как итеративная последовательность решения следующих подзадач:

- выделение всех возможных неповторяющихся подграфов из исходного графа $G(N, R)$, для которых e_N и e_R находятся в заданных диапазонах;
- проверка выделенного подграфа на изоморфность эталонному.

Сложность (оценка количества итераций) выполнения такого алгоритма определяется величиной (1).

$$O \approx O_k * O_n \approx 2e_N * \frac{M(N)!}{(M(N) - M(N_s))!}, \quad (1)$$

где $O_k \approx 2e_N * \frac{M(N)!}{(M(N) - M(N_s))! * M(N_s)!}$ - сложность алгоритма

комбинаторной генерации неповторяющихся подграфов,

$O_i \approx M(N_s)!$ - сложность алгоритма проверки графов на изоморфность.

Для реальных моделей сборок время поиска аналогов при реализации на современных ЭВМ такого комбинаторного алгоритма является неприемлемым по отношению даже ко времени разработки полностью нового проекта. Для снижения сложности предлагается следующий обобщенный алгоритм, учитывающий особенности предметной области (а именно то, что наиболее связанными являются корпусные элементы, валы, плиты и т.п.):

– выполняется ранжирование множества узлов исходного графа $N = [n_i]$ в зависимости от множества связей $R = [r_j]$ так, что мощность множества связей, принадлежащих n_i узлу больше (либо равна) мощности связей, принадлежащих n_{i+1} узлу (2):

$$M([r_j] \in n_i) \geq M([r_j] \in n_{i+1}). \quad (2)$$

Каждому узлу $[n_i]$ присваивается ранг, равный степени связности узла $Rank([n_i]) = M([r_j] \in n_i)$. Ранжируются и узлы эталонного графа. Минимальная сложность алгоритма ранжирования составляет $O_r \approx M(N) * \log(M(N))$.

– выполняется выборка подграфов из ранжированного графа с учетом ранга узлов, т.е. к дальнейшему анализу принимаются подграфы, для которых выполняется условие (3):

$$|\max(Rank([n_j^s])) - \max(Rank([n_i^e]))| \leq e_R. \quad (3)$$

Как показали экспериментальные исследования на сборках узлов редукторов условие (3) позволяет на порядок сократить количество анализируемых подграфов.

– для всех полученных подграфов решается задача их классификации в многомерном пространстве признаков, состоящих из рангов узлов подграфов и их попарных связей (строчного представления матрицы смежности подграфа).

Классификация выполняется с использованием нейросетевого аппарата самоорганизующихся карт Кохонена (СОК) [10], при этом все анализируемые подграфы разделяются на k кластеров. Искомыми будут подграфы, находящиеся в одном кластере с эталонным графом $G_e(N_e, R_e)$. Таким образом, меняя количество кластеров k , можно влиять на степень схожести искомого подграфа эталонному. Преимуществом СОК является то, что для изменения k не требуется повторение расчетов.

Сложность алгоритма классификации определяется выражением (4):

$$O_{koh} \approx a * v * P, \quad (4)$$

где $a \approx K_3 * M(N)$ – функция количества кластеризуемых объектов, в которой коэффициент K_3 определяется условием (3);

v – количество циклов обучения (функция коррекции весов нейронов),

$$P = K_p \left[M(N_s) + \frac{M(N_s)!}{(M(N_s) - 2)! * 2!} \right] - \text{размерность пространства признаков,}$$

по которым выполняется кластеризация, где $K_p \in (0; 1]$ - коэффициент количества информативных признаков (зависит от конкретного эталона).

Общая сложность данного алгоритма определяется выражением (5):

$$O' \approx O_r + K_3 * M(N) + O_{koh}. \quad (5)$$

Реализация предлагаемого алгоритма позволяет реализовывать поиск, время которого уже сопоставимо со временем разработки нового проекта.

Выводы

Предложены методика и алгоритм реализации нечеткого поиска конструктивных аналогов в базах данных объемных моделей САД-систем с использованием самоорганизующихся карт Кохонена. Сложность алгоритма существенно меньше сложности алгоритма полного комбинаторного перебора.

Для повышения эффективности поиска предложено использовать информацию о типовых структурах сборки, типах взаимосвязей деталей и их геометрии, полученных из САД систем.

Перспективным направлением является автоматизация классификаций на основе анализа геометрии одновременно с созданием деталей в САД системе.

Литература

- 1 Дейт К.Дж. Введение в системы баз данных. – К., М., СПб.: Вильямс, 1999. – 334 с.
- 2 Саттон М.Дж.Д. Корпоративный документооборот. Принципы, технологии, методология внедрения. – М.: Бизнес-Микро, 2002. – 448 с.
- 3 Международная патентная классификация. Раздел В. Различные технологические процессы; раздел G. Физика. Транспортирование. Шестая редакция, 1995.
- 4 Градиль В.П. и др. Справочник по Единой системе конструкторской документации /В.П.Градиль, А.К.Моргун, Р.А.Егошин; под ред. А.Ф.Раба. – Х.: Прапор, 1988. – 255 с.
- 5 Пейчева В.В, Погоцкая Ю.А. Модели баз знаний технологического назначения /Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки тиском матеріалів у машинобудуванні: Зб.наук.праць В 2-х ч.Ч.1. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2004.- С.218-226.
- 6 Бабин Д.В., Вороной С.М., Малащук Е.В. Повышение эффективности извлечения знаний на основе интеллектуального анализа и структурирования информации. /Искусственный интеллект.- 2005. - №3. - С.259-264.
- 7 Тарасов А.Ф., Винников М.А., Короткий С.А. Технология проектирования оборудования и оснастки на основе визуального структурного подхода. /Совершенствование процессов и оборудования обработки давлением в машиностроении и металлургии – Краматорск- Славянск, 2000. – С. 311-315.
- 8 Шалфеева Е.А. Классификация структурных свойств онтологий. /Искусственный интеллект.- 2005. - №3. - С.67-77.
- 9 Кучеренко Е.И., Павлов Д.А. Некоторые аспекты анализа развития нечетких онтологий. /Искусственный интеллект.- 2005. - №3. - С.162-169.
- 10 Дебок Г., Кохонен Т. Анализ финансовых данных с помощью самоорганизующихся карт. - М.: Альпина Паблишер, 2001. – 368 с.

УДК 681.518.52:621.365.2:519.21

Сердюк А.А., Разживин А.В., Греков Д.В.
ДГМА, м. Краматорск, Украина

ОЦЕНКА СТЕПЕНИ НЕОПРЕДЕЛЕННОСТИ ИНФОРМАЦИОННОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА

The technique of an estimation of a degree of uncertainty table the given information used for management by the complex(difficult) equipment with which help it is possible to develop decisions on sufficiency or insufficiency of the information is developed.

Введение

В практике управления сложным и уникальным оборудованием часто используются таблично заданные параметры, с помощью которых регламентируются действия операторов и обеспечиваются требуемые результаты процесса.

Составление таблицы, содержащей инструкции или указания по параметрам процесса и охватывающей все ситуации, возникновения которых вероятно, либо затруднительно, либо невозможно. Поэтому процесс создания табличной информации требует определенных ограничений в смысле *достаточности*. При этом под *достаточностью* следует понимать определенный объем информации, использование которого гарантирует благоприятный исход процесса.

Основная часть

Мерой неопределенности сообщения какого-либо источника служит информационная энтропия. Сообщения описываются множеством величин x_1, x_2, \dots, x_n , которые могут быть, например, признаками наличия или отсутствия информации, а также соответствующих этим величинам вероятностей p_1, p_2, \dots, p_n .

В дискретном статистическом равномерном распределении вероятностей p_k информационной энтропией называют величину:

$$H_u = - \sum_{k=1}^n p_k \ln p_k ,$$

при условии, что $\sum_{k=1}^n p_k = 1$.

Значение H_u равно нулю, если какое либо из p_k равно 1. При этом неопределенность информации отсутствует. Энтропия принимает наибольшее значение, когда p_k равны между собой. В этом случае неопределенность информации максимальна.

Принимая понятие энтропии как меру неупорядоченности информации, можно прийти к выводу, что в решении поставленной задачи большую информативную ценность дает не само значение энтропии, а её интегральное представление, позволяющее наглядно представить процесс изменения энтропии по мере насыщения таблицы информацией.

Сформулируем поставленную задачу следующим образом.

Таблица данных, состоящая из n ячеек, заполнена m параметрами и $n-m$ пробелами. Определим величину энтропии H .

Практическое использование таблично заданных параметров показывает, что в ходе технологического процесса, из таблицы извлекается информация, находящаяся в определенных ячейках, в которых содержится k значений, а не все данные из таблицы (см. рис.1).

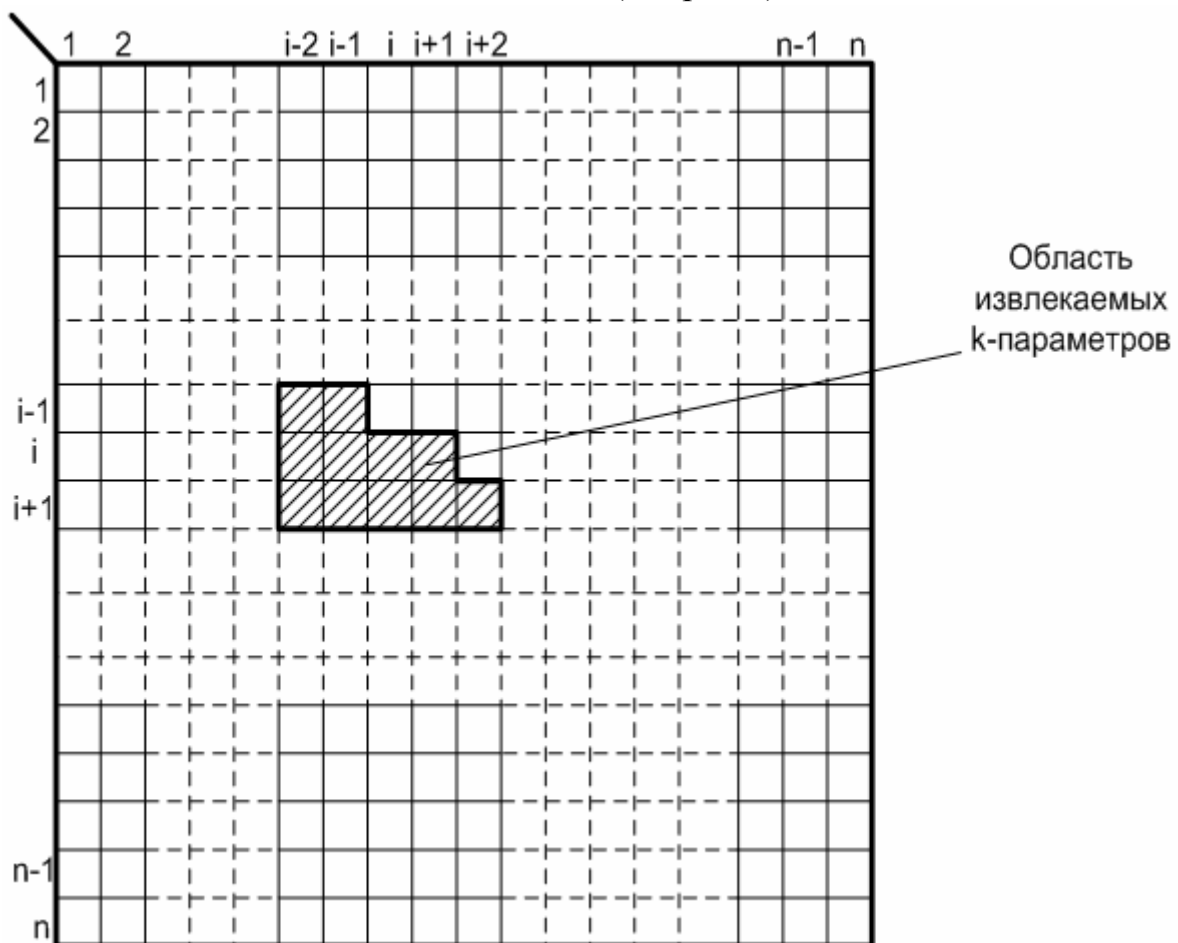


Рисунок 1 – Структура таблицы базы экспериментальных данных

Условно примем, что число ячеек с необходимой информацией равно k и не превосходит чисел m и $n-m$. В таком случае технологический процесс может иметь k различных исходов, соответствующих тому, что среди извлекаемых значений окажется $1, 2, \dots, k$ данных. Обозначим эти благоприятные исходы через $A_0, A_1, A_2, \dots, A_k$, неблагоприятные через $\overline{A_0}, \overline{A_1}, \overline{A_2}, \dots, \overline{A_k}$, соответственно, их вероятности будут иметь обозначения p_{A_i} и $p_{\overline{A_i}}$

Предположим, что нам известен исход A_i . Тогда в таблице данных после извлечения информации из ячейки может остаться $m - i$ значений и $n - m - k + i$ пробелов. Соответственно, после изъятия информации вероятности p_{A_i} и $p_{\overline{A_i}}$ последующего извлечения параметров из ячеек принимают следующие значения:

$$p_{A_i} = \frac{m-i}{n-k}, \quad p_{\overline{A_i}} = \frac{n-m-k+i}{n-k}.$$

С учетом этого интегральное представление информационной энтропии при последовательном извлечении информации определится, следующим образом:

$$H_{u_1} = \int_1^k -p_{A_i} \log(p_{A_i}) di = \int_1^k \left(-\frac{m-i}{n-k} \log\left(\frac{m-i}{n-k}\right) \right) di, \quad (1)$$

а энтропия отсутствия информации определится, выражением:

$$H_{u_1} = \int_1^k -p_{\overline{A_i}} \log(p_{\overline{A_i}}) di = \int_1^k \left(-\frac{n-m-k+i}{n-k} \log\left(\frac{n-m-k+i}{n-k}\right) \right) di. \quad (2)$$

Выражения (1) и (2) описывают закон изменения энтропии двух исходов – наличия и отсутствия информации в выборке k значений из таблицы.

В качестве меры информативности воспользуемся функцией желательности Харрингтона [2]:

$$d = e^{-e^{-y}},$$

где y – какой-либо параметр.

Для связи оценки меры информативности с энтропией преобразуем функцию желательности Харрингтона в следующий вид:

$$d = \int_1^k \left(-e^{\frac{-1}{p_{A_i}}} \log e^{\frac{-1}{p_{A_i}}} \right) di.$$

График изменения меры информативности приведен на рис. 2. На оси ординат нанесена шкала меры информативности d , с диапазоном от 0 до 1,

а на оси абсцисс – количество ячеек таблицы.

На шкале меры информативности d расставлены стандартные для функции Харрингтона отметки (см. табл. 1). Шкала d в данном случае выступает способом формализации достаточности количества информации в таблице для успешного проведения технологического процесса.

При необходимости стандартные отметки могут быть изменены экспертной группой.

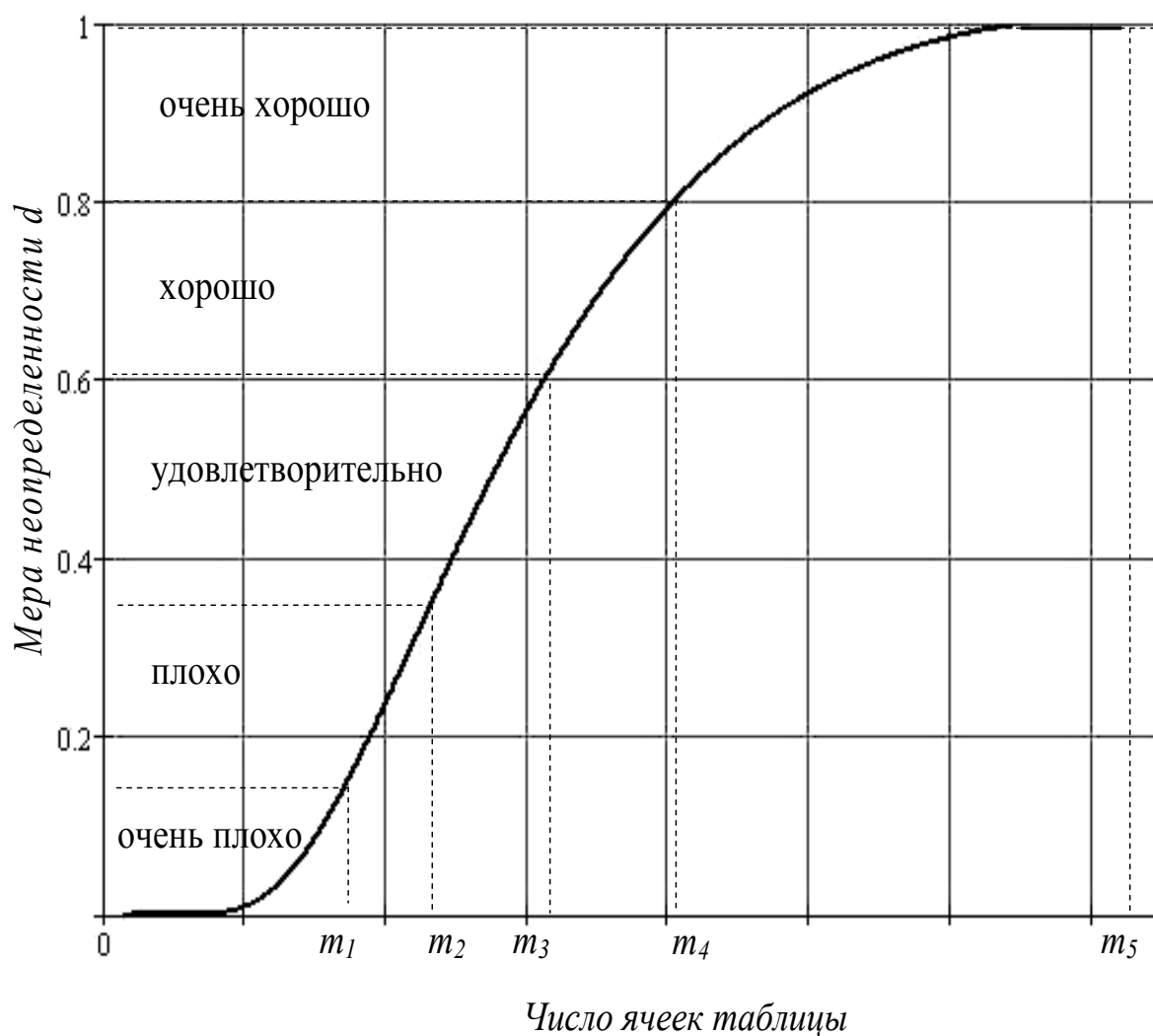


Рисунок 2 – График изменения меры информативности d от числа ячеек таблицы с информацией

Таблица 1 – Оценка информативности по шкале меры информативности

Оценка информативности	Отметки на шкале d меры информативности	Резюме
Очень плохо	0-0,17	Проведение технологического процесс невозможно, необходим сбор данных
Плохо	0,17-0,37	Проведение технологического процесса нежелательно, необходим дополнительный сбор данных
Удовлетворительно	0,37-0,60	При проведении технологического процесса возможны не верные действия из-за отсутствия достаточного количества значений
Хорошо	0,60-0,80	Возможен хороший результат проведения технологического процесса, количество параметров занесенных в ячейки таблицы достаточно
Очень хорошо	0,80-1,00	Успешное управление технологическим процессом

Вывод

Оценка информативности таблицы, определяющей технологический процесс, через энтропию и функцию желательности Харрингтона позволяет формализовать процедуру принятия решения о достаточности подготовленной информации для реализации технологического процесса.

Литература

- 1 Яглом А.М., Яглом И.М. Вероятность и информация. – М.: Наука, 1973. – 512 с.
- 2 Адлер Ю.П., Маркова. Е.В., Грановский Ю.В. планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1976. – 279.
- 3 Колмогоров А.Н, Журбенко И.Г., Прохоров А.В. Введение в теорию вероятностей. - М.: Наука, 1982. – 160 с.
- 4 Адлер Ю.П. Введение в планирование эксперимента. М., «Металлургия», 1969
- 5 Дьяков В. MATLAB. Обработка сигналов и изображений. Специальный справочник. – СПб.: Питер, 2002. – 608 с.: ил.
- 6 Справочник по математике для научных работников и инженеров. Корн Г., Корн Т. – М.: Наука. главная редакция физико-математической литературы, 1984. – 832 с.

УДК 621.9.01

Онищук С.Г.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД
ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ
ПРИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКЕ**

In a paper the algorithm experimentally - analytical of method of definition of residual efforts is submitted at electromechanical handling.

Введение

При проектировании рационального технологического процесса изготовления корпусных нежестких деталей необходимо иметь достаточно точную информацию об остаточных напряжениях.

В настоящее время не существует экспериментального метода, позволяющего непосредственно определить напряжения внутри реальной корпусной детали. Определение остаточных напряжений путем анализа кинетики напряжений численными методами часто затруднено из-за сложности температурного режима в процессе электромеханической обработки и недостатка исходных данных. Экспериментально-аналитические методы, основывающиеся на измерении деформаций, вызванных релаксирующими от деструкции остаточными напряжениями, ограничиваются однородными телами простой формы, т.е. случаями, когда удастся получить аналитические соотношения между деформациями и релаксирующими напряжениями.

Экспериментально-численные методы в сочетании, например с методом конечных элементов (МКЭ), позволяют преодолеть многие трудности и получить достоверную информацию о конкретном изделии.

Целью работы является разработка экспериментально-численного метода определения остаточных напряжений при электромеханической обработке.

Состояние вопроса и постановка задачи исследования

Основные принципы анализа МКЭ при наличии экспериментальных данных были сформулированы Ю.Уэда [Ueda], который в 1975 г. предложил методы "освобождающихся поверхностных слоев" и "собственных деформаций". Однако публикации этого автора не содержат ни детального описания предложенных методов, ни практических результатов.

В дальнейшем в работах [1, 2] предложено решение задач упругой и пластической деформаций методом МКЭ для различных условий расчета:

оболочек, стержней и т.д. Поэтому поставлена задача разработки алгоритма расчета остаточных напряжений при электромеханической обработке мало жестких корпусных деталей.

Экспериментально-численный метод определения остаточных напряжений при электромеханической обработке

При механической обработке происходит упруго-пластическая деформация металла снимаемого припуска и поверхностных слоев заготовки.

Рассмотрим плоскую деформацию.

При упругом деформировании компоненты вектора перемещений внутри каждого элемента зависят от координат и связаны с перемещениями узлов [2]

$$\begin{aligned} u &= \{(a_i + b_i x + c_i y)u_i + (a_j + b_j x + c_j y)u_j + (a_m + b_m x + c_m y)u_m\} / 2A, \\ v &= \{(a_i + b_i x + c_i y)v_i + (a_j + b_j x + c_j y)v_j + (a_m + b_m x + c_m y)v_m\} / 2A, \end{aligned} \quad (1)$$

где A - площадь сечения элемента

$$a_i = x_j y_m - x_m y_j; \quad b_i = y_{jm} = y_j - y_m; \quad c_i = x_{mj} = x_m - x_j$$

граничные условия

$$x = x_i; \quad y = y_i; \quad v = v_i; \quad u = u_i.$$

В задачах плоской деформации компоненты скорости малых деформаций определяются по зависимостям

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \partial u / \partial x, \\ \varepsilon_y &= \partial v / \partial y, \\ \gamma_{xy} &= \partial u / \partial y + \partial v / \partial x \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

После подстановки (1) в (2) и преобразования получим в матричной форме

$$\{\dot{\varepsilon}\} = [B]\{u\} \quad (3)$$

При плоской деформации треугольного элемента

$$\{\dot{\varepsilon}\} = \begin{Bmatrix} \dot{\varepsilon}_x \\ \dot{\varepsilon}_y \\ \dot{\gamma}_{xy} \end{Bmatrix}; \quad [B] = \frac{1}{2A} \begin{bmatrix} b_i & 0 & b_j & 0 & b_m & 0 \\ 0 & c_i & 0 & c_j & 0 & c_m \\ c_i & b_i & c_j & b_j & c_m & b_m \end{bmatrix}; \quad \{u\} = \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ u_j \\ v_j \\ u_m \\ v_m \end{Bmatrix}.$$

Для элемента в упругом состоянии соотношение между скоростью напряжения и скоростью деформации определяется законом Гука:

$$\begin{Bmatrix} \dot{\varepsilon}_x \\ \dot{\varepsilon}_y \\ \dot{\varepsilon}_z \\ \dot{\gamma}_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\mu & -\mu & 0 \\ -\mu & 1 & -\mu & 0 \\ -\mu & -\mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\mu) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\sigma}_x \\ \dot{\sigma}_y \\ \dot{\sigma}_z \\ \dot{\tau}_{xy} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

$$\dot{\varepsilon}_z = 0$$

Исключая $\dot{\sigma}_z$ и переворачивая (транспонируя) матрицу получаем

$$\begin{Bmatrix} \dot{\sigma}_x \\ \dot{\sigma}_y \\ \dot{\tau}_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{E(1-\mu)}{(1+\mu)(1-2\mu)} \begin{bmatrix} 1 & \mu/(1-\mu) & 0 \\ \mu/(1-\mu) & 1 & 0 \\ 0 & 0 & (1-2\mu)/2(1-\mu) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\varepsilon}_x \\ \dot{\varepsilon}_y \\ \dot{\gamma}_{xy} \end{Bmatrix}$$

или $\{\dot{\sigma}\} = [D^e]\{\dot{\varepsilon}\}$

При пластическом деформировании полная скорость деформации включает скорость упругой деформации $\{\dot{\varepsilon}^e\}$ и скорость пластической деформации $\{\dot{\varepsilon}^p\}$, т.е.

$$\{\dot{\varepsilon}\} = \{\dot{\varepsilon}^e\} + \{\dot{\varepsilon}^p\}$$

Упругая часть подчиняется закону Гука (4), а пластическая - определяется следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} \dot{\varepsilon}_x^p &= \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\sigma}}\right)\{\sigma_y - (\sigma_y + \sigma_x)/2\} \\ \dot{\varepsilon}_y^p &= \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\sigma}}\right)\{\sigma_y - (\sigma_z + \sigma_x)/2\} \\ \dot{\varepsilon}_z^p &= \left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\sigma}}\right)\{\sigma_z - (\sigma_x + \sigma_y)/2\} \\ \dot{\gamma}_{xy}^p &= 3\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\sigma}}\right)\tau_{xy}, \end{aligned}$$

где $\dot{\sigma}$ - интенсивность напряжений (эквивалентное напряжение), равная напряжению текучести σ_b в пластическом состоянии;

$\dot{\varepsilon}$ - интенсивность скоростей пластической деформации (эквивалентная скорость пластической деформации).

$$\begin{aligned} \dot{\sigma} &= \sqrt{\{(\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + (\sigma_x - \sigma_y)^2 + 6\tau_{xy}^2\}/2} \\ \dot{\varepsilon} &= \sqrt{2\left\{(\dot{\varepsilon}_y^p - \dot{\varepsilon}_z^p)^2 + (\dot{\varepsilon}_z^p - \dot{\varepsilon}_x^p)^2 + (\dot{\varepsilon}_x^p - \dot{\varepsilon}_y^p)^2 + \frac{3}{2}\dot{\gamma}_{xy}^2\right\}/9} \end{aligned}$$

Согласно соотношению Прандтля-Рейеса для плоской деформации имеем соотношение

$$\begin{Bmatrix} \dot{\varepsilon}_x \\ \dot{\varepsilon}_y \\ \dot{\varepsilon}_z \\ \dot{\gamma}_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\mu & -\mu & 0 \\ -\mu & 1 & -\mu & 0 \\ -\mu & -\mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\mu) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\sigma}_x \\ \dot{\sigma}_y \\ \dot{\sigma}_z \\ \dot{\tau}_{xy} \end{Bmatrix} + \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\sigma}} \begin{bmatrix} 1 & -1/2 & -1/2 & 0 \\ -1/2 & 1 & -1/2 & 0 \\ -1/2 & -1/2 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix}$$

$$\dot{\varepsilon}_z = 0$$

Окончательное соотношение имеет вид

$$\{\dot{\sigma}\} = [D^p]\{\dot{\varepsilon}\} \quad (5)$$

Матрица $[D^p]$ определяется уравнением

$$[D^p] = [D^e] - \frac{(2G)^2}{\frac{4}{9} \dot{\sigma}^2 (3\sigma + H')} \begin{bmatrix} \sigma_x'^2 & \sigma_x' \sigma_y' & \sigma_x' \tau_{xy}' \\ \sigma_y' \sigma_x' & \sigma_y'^2 & \sigma_y' \tau_{xy}' \\ \tau_{xy}' \sigma_x' & \tau_{xy}' \sigma_y' & \tau_{xy}'^2 \end{bmatrix},$$

где G - модуль сдвига, МПа;

$$G = E/2(1 + \mu)$$

σ_x', σ_y' - компоненты девиатора напряжений:

$$\sigma_x' = \sigma_x - (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)/3 = \sigma_x - \sigma_m,$$

$$\sigma_y' = \sigma_y - (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)/3 = \sigma_y - \sigma_m,$$

H' - модуль упрочнения, определяемый соотношением

$$\dot{\sigma}_x = H' \dot{\varepsilon}$$

Решение соотношения (5) позволяет найти напряжения σ_x , σ_y и σ_z в интересующей нас точке рассматриваемого конечного элемента. Тогда, главные напряжения в этой точке определяются по зависимости [2]

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1 = \max(\sigma_{1,2}), \sigma_2 = \min(\sigma_{1,2}) \quad (6)$$

Угол наклона первого главного напряжения к оси X определяется по зависимости

$$\alpha_1 = \arctg \frac{\tau_{xy}}{\sigma_1 - \sigma_y} \quad (7)$$

Зависимости (6) и (7) дают полное представление о напряженном состоянии в рассматриваемой точке данного конечного элемента.

На основании вышеизложенного разработан алгоритм определения остаточных напряжений, состоящий из трех этапов.

На первом этапе осуществляется численный эксперимент, с помощью которого определяются остаточные напряжения в упругой зоне (матрица $[D^e]$). Расчетная схема для корпусной детали представлена на рисунке 1. Вся исследуемая деталь разбивается на конечные элементы (треугольники) с узловыми точками $1, 2, \dots, n$.

В силу симметрии рассмотрим половину детали, положив в качестве граничных условий следующие:

$$u_y = 0 \text{ при } x = 0; \quad u_x = 0 \text{ при } y = 0.$$

Горизонтальные перемещения узлов, расположенных на оси $x = 0$, и вертикальные перемещения узлов, расположенных на оси $y = 0$, тождественно равны нулю.

Распределенная нагрузка q определяется из следующего соотношения [2]

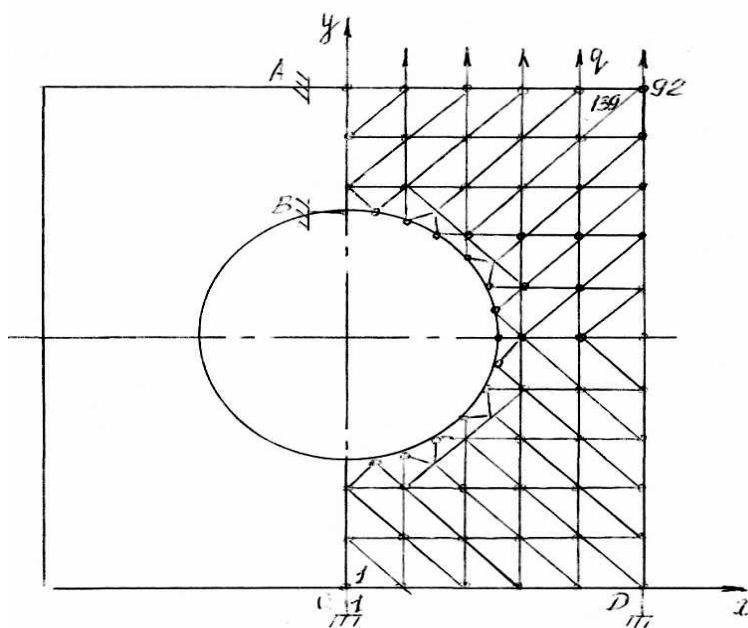


Рисунок 1 – Расчетная схема для корпусной детали

$$q = \sqrt{\frac{2M}{a^2}}$$

где a - расстояние между узловыми точками треугольных элементов, м;
 M - момент неуравновешенных внутренних сил, Н·м .

С использованием полученной информации на втором этапе проводится эксперимент на образце (определяется пластическая зона). Граничные условия аналогичны граничным условиям при решении упругой задачи.

На третьем этапе рассчитываются поля остаточных напряжений по данным первых двух этапов.

Выводы

Разработанный экспериментально-численный метод расчета остаточных напряжений при электромеханической обработке позволяет определить напряженно-деформированное состояние нежестких корпусных деталей.

Литература

- 1 Расчет машиностроительных конструкций на прочность и жесткость / Н.Н.Шапошников, Н.Д.Тарабасов, В.Б.Петров, В.И.Мяченков. - М.: Машиностроение, 1981. - 333 с.
- 2 Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов: Справочник / В.И.Мяченков, В.П.Мальцев, В.П.Майборода и др. / Под общ.ред. В.И.Мяченкова. - М.: Машиностроение, 1989. - 520 с.

Оглавление

РАЗДЕЛ 1 Процессы и инструменты механообработки

<i>Равская Н.С., Корбут Е.В., Родин Р.П.</i> Сверла с обратным углом наклона поперечной кромки	3
<i>Миرونенко Е.В., Колесник В.Ф.</i> Теоретическая модель тепловых процессов в системе «стружка – резец – деталь»	16
<i>Матюха П.Г., Стрелков В.Б., Полтавец В.В.</i> Дослідження закономірностей зміни різальної здатності круга при алмазному шліфуванні та в процесі електроерозійних дій на робочу поверхню круга при обробленні твердих сплавів	25
<i>Донченко Е.И., Сердюк А.А., Гузенко В.С. Позняк Г.Г.</i> Разработка методики проведения экспериментального исследования динамики торцевого фрезерования	31
<i>Івченко Т.Г.</i> Теоретичні основи керування температурою різання з використанням охолоджуючих середовищ	39
<i>Рогов В. А. , Копылов В. В., Соловьев В.В.</i> Влияние материала опоры на частоты колебания образцов из синтетрана, чугуна и стали	46
<i>Казакова Т.В., Васильева Л.В.</i> Выбор оптимальной стратегии управления надежностью режущего инструмента с учетом уровня его поврежденности	51
<i>Калиниченко В.В.</i> Влияние обработки импульсным магнитным полем режущих пластин из БВТС на стойкость резцов и технологические характеристики деталей при чистовом точении коррозионно-стойких сталей	58
<i>Покинтелица Н.И.</i> Особенности процесса и расчет сил резания при термофрикционной обработке	67
<i>Равская Н.С., Панчук В.Г., Майданюк С.В.</i> Геометрические параметры режущей части дисковых отрезных фрез	73
<i>Єнікєєв О.Ф., Суботін О.В., Яровий Р.О.</i> Аналіз динамічних характеристик системи стабілізації швидкості обертання круга	83

РАЗДЕЛ 2 Качество и надежность металлорежущего оборудования

<i>Мельник М.С.</i> Динамическая модель привода поперечной подачи тяжелого токарного станка с адаптивной системой управления точностью	89
--	----

<i>Роганов Л.Л., Абрамова Л.Н., Роганов М.Л.</i> Гидравлические цилиндры в технологическом гидрофицированном оборудовании	100
<i>Гузенко В.С., Бабин О.Ф.</i> Исследование статистической жесткости тяжелых токарных станков	107
<i>Ковалев В.Д., Гаков С.А.</i> Повышение точности обработки сложных поверхностей за счет применения адаптивных систем	113
<i>Новосад І.</i> Технологічність конструкції секційних елементів гнучкого гвинтового робочого органу	119
<i>Роганов Л.Л., Абрамова Л.Н., Роганов М.Л., Абрамова Е.Н.</i> Одно из направлений повышения точности цилиндрических направляющих и подшипников скольжения станков	125
<i>Цыганаиш В.Е., Винников В.А.</i> Постановка задачи оптимального управления текущим режимом черновой обработки на металлорежущем станке	130

РАЗДЕЛ 3 Технология машиностроения

<i>Неченаев В. Г., Гнитько А. Н.</i> Методика моделирования рабочих процессов устройств удаления стружки из закрытых профильных пазов при их фрезеровании	138
<i>Колот Л.П., Ковалевская Е.С.</i> Уменьшение остаточных деформаций нежестких деталей путем правки в электромагнитном поле	146
<i>Драган А., Дячун А.</i> Обґрунтування параметрів технологічного процесу виготовлення гофрованих гвинтових заготовок	151
<i>Гусев В. В., Лукашевич Е. А., Фомченко В.А.</i> Исследование напряженно-деформированного состояния в керамических соплах гидросбива окалины и влияние на их прочность структурных и обработочных дефектов	157
<i>Маковецький А.В., Маковецький В.В.</i> К Классификации отдельных групп оборудования для давяльных работ	165
<i>Гитис В. Б.</i> Построение нейронного модуля для нормирования времени технологической операции	170
<i>Колот Л. П., Бойко Ю. А.</i> Обработка нежестких плоскостных деталей с рациональным усилием резания	176
<i>Павленко А.В.</i> Обеспечение точности обработки ходовых винтов тяжелых токарных станков ЧПУ	180
<i>Жижев А.А.</i> Прогрессивные технологии механической обработки прокатных валков	185
<i>Гевко Б.М., Дзюра В.О.</i> Результати експериментальних досліджень калібрування шліцевих отворів твердосплавними дорнами	190

РАЗДЕЛ 4 Моделирование и оптимизация элементов технологической систем

<i>Клименко Г.П., Андронов А.Ю., Ткаченко Н.А.</i> Определение вероятности разрушения токарных резцов	196
<i>Калафатова Л.П., Олейник С.Ю.</i> Постановка задачи математического моделирования процесса фрезерования с учетом влияния конструкции детали на динамику технологической системы СПИД	201
<i>Рогов В.А., Лаптева Е.Н., Соловьев В.В.</i> Система автоматического распределения припуска при обработке фасонных деталей	209
<i>Гузенко В.С., Квашин В.О., Полупан И.И.</i> Разработка двухмассовой динамической модели электропривода вертикально-фрезерного станка	215
<i>Логун І.В.</i> Результати експериментальних досліджень порізки конвеєрної стрічки дисковими ножами	222
<i>Тарасов А.Ф., Винников М.А., Тарасов С.А., Курташ С.В.</i> Методика поиска аналогов в базах объемных моделей изделий, созданных в САД - системах	227
<i>Сердюк А.А., Разживин А.В., Греков Д.В.</i> Оценка степени неопределенности информационного обеспечения технологического процесса	234
<i>Онищук С.Г.</i> Экспериментально-аналитический метод определения остаточных напряжений при электромеханической обработке	239

**НАДІЙНІСТЬ ІНСТРУМЕНТУ
ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ**

Збірник наукових праць
Випуск №18

Наукове видання

Постанова президії ВАК України
від 9 червня 1999 р., №1-05/7
Рішення вченої ради ДДМА, протокол № 6 від 29.12.2005

Підписано до друку 29.12.2005

Друк різнографічний

Тираж 100 прим.

Формат 60×84 ¹/₁₆

Ум. друк. арк. 15,5

Зам. №132

ДДМА. 84313, м. Краматорськ, вул. Шкадинова, 72