

УДК 621.822:681.2:369.64

О. Л. Кайдик, к.т.н., доцент
Т.В. Терлецький, к.т.н., доцент
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ШЛІФУВАЛЬНОГО АВТОМАТУ МОДЕЛІ ME280CO НА МОЖЛИВІСТЬ ВИНИКНЕННЯ РЕЗОНАНСНИХ РЕЖИМІВ

У роботі наведено методику для аналізу коливань пружної системи бортикошліфувального автомату ME280CO на можливість виникнення резонансних режимів. Встановлено, що на виникнення ударного резонансу впливає вид шліфувального круга.

Відчутний вплив на формування якості шліфованої поверхні чинять вібрації, які супроводжують даний процес. Рівень вібрації пружної системи бортикошліфувального автомата (БША) ME280CO, яка являє собою динамічно замкнену багатоконтурну систему, залежить від рівня зовнішніх збурень та ступенів стійкості верстату.

Процеси, які відбуваються під час виконання операції шліфування, пов'язані безпосередньо з пружною системою, а зміна будь-якого з них у формі зовнішньої дії або ж налагодження супроводжується реакцією пружної системи, яка проявляється у зміні її вихідної координати. Це, в свою чергу, призводить до зміни параметра відповідного процесу замкненої динамічної системи, тобто така динамічна система верстату являє собою багатоконтурну систему автоматичного регулювання [3].

У зв'язку з тим, що усі процеси верстату замикаються через пружну систему, необхідно виділити кожен контур та розглянути його окремо [1].

Проведемо аналіз коливань пружної системи бортикошліфувального автомату ME280CO на прикладі одномасової системи під дією сили збурення, яка зумовлена процесом врізання під час шліфування деталі [2].

Диференційне рівняння вимушених коливань системи із одним ступенем вільності має наступний вигляд [5]:

$$\ddot{q} + 2n\dot{q} + K^2q = Q_F(t)/d, \quad (1)$$

де $n=b/2$; $K^2=C/d$; $q(t)$ – шукана координата; d – наведена маса нормальної форми; C – приведена жорсткість нормальної форми; b – коефіцієнт затухання; n – величина, яка характеризує затухання коливань за часом; $Q_F(t)$ – приведена сила збурення.

Для випадку $n < K$ загальний розв’язок рівняння (1):

$$q = Ae^{-nt} \sin(K^*t + \beta) + \frac{1}{dK^*} \int_0^t Q_F(t_1) e^{-n(t-t_1)} \sin K^*(t-t_1) dt_1, \quad (2)$$

де:

$$A = \sqrt{q_0^2 - \frac{(\dot{q}_0 + nq_0)^2}{K^2 - n^2}}; \quad ctg\beta = \frac{\dot{q}_0 + nq_0}{q_0 \sqrt{K^2 - n^2}},$$

t_1 – час початку дії сили збурення; q_0 – початкова координата; \dot{q}_0 – початкова швидкість.

$$K^* = \sqrt{K^2 - n^2}.$$

Розв’язок (2) можна застосувати для дослідження вимушених коливань системи з одним ступенем вільності за наявності будь-яких сил збурення. Однак, використання даного розв’язку особливо важливе у тих випадках, коли узагальнена сила збурення $Q_F(t)$ не є періодичною функцією часу і досить різко змінює величину та напрямок; коли аналітичний вираз такої сили невідомий, а її отримують графічно або ж за допомогою числового методу.

Під час шліфування сила збурення, яка зумовлена даним процесом, прикладається миттєво і діє на протязі досить малого проміжку часу τ_1 , імпульс S якої має наступне кінцеве значення:

$$S = \lim_{\tau \rightarrow 0} (Q_F \tau_1).$$

Для дослідження коливань, які виникають під дією імпульсів, необхідно скористатись загальним розв’язком диференційного рівняння (1) для початкових умов $q=0$ та $\dot{q}_0=0$.

$$q = \frac{1}{dK^*} \int_0^t Q_F(t_1) e^{-n(t-t_1)} \sin K^*(t-t_1) dt_1. \quad (3)$$

Знайдемо рівняння коливань, які викликано сталою узагальненою силою $Q_F(t)$, яка є миттєво прикладеною в момент часу $t_1=0$ і діє на протязі деякого проміжку часу τ_1 . Вираз (3) у даному випадку має наступний вигляд:

$$q = \frac{Q_F}{C} \left[1 - e^{-nt} \left(\frac{n}{K^*} \sin K^* t + \cos K^* t \right) \right]. \quad (4)$$

Коливання, які визначаються з рівняння (4), існують до тих пір поки діє сила $Q_F(t)$, тобто при $t \leq \tau_1$. Розрахуємо максимальне значення координати $q(t)$ з рівняння (4):

$$\dot{q} = \frac{Q_F}{C} \left[-e^{-nt} (n \sin K^* t - K^* \cos K^* t) + ne^{-nt} \left(\frac{n}{K^*} \sin K^* t + \cos K^* t \right) \right].$$

Приврівнюючи узагальнену швидкість \dot{q}_0 до нуля, отримаємо:

$$e^{-nt} \sin K^* t = 0,$$

що в кінцевому значенні t приведе до таких умов:

$$\sin K^* t = 0; \quad t = \pi / K^* = T^* / 2,$$

де T^* – період коливання системи.

Із цього слідує, що максимальне значення q досягає при $t=T^*/2$ тобто у випадку, коли проміжок часу t дорівнює половині періоду затухання коливань.

Коливання, які викликані імпульсом миттєвої сили, записали наступним чином [4]:

$$q = \frac{S}{dK^*} e^{-nt} \sin K^* t.$$

Для рівних імпульсів $S_j=S$ та проміжків часу між ними $t_j=j(\tau_1+\tau_2)$, що відповідає процесу круглого шліфування, отримано:

$$q = \frac{S}{dK^*} \sum_{j=0}^{p-1} e^{-n[t-j(\tau_1+\tau_2)]} \sin K^* [t-j(\tau_1+\tau_2)], \quad \text{за умови } t > j(\tau_1+\tau_2),$$

де p – число імпульсів; τ_2 – час розриву процесу різання.

Якщо проміжок часу між імпульсами, які виникають, рівний $\tau_1 + \tau_2 = T^*$, то проходить, так званий, ударний резонанс. У даному випадку:

$$q = \frac{S}{dK^*} e^{-nt} \sin K^* t \left[e^{-(p-1)nT^*} + e^{-(p-2)nT^*} + \dots + e^{-nT^*} + 1 \right]. \quad (5)$$

За відсутності опору $n=0$ та великої кількості імпульсів координата згідно рівняння (5) матиме наступний вигляд:

$$q = \frac{S}{dK^*} \sin K^* t. \quad (6)$$

Із зростанням імпульсів p згідно (6) амплітуда коливань необмежено зросте.

Співставлення знайдених власних частот пружної системи БША ME280CO з частотами збудження, які походять від шліфувального круга, геометричні параметри яких розраховано з позиції теплонапруженості процесу [150], дозволяє зробити висновок, що під час шліфування можливим є ударний резонанс. В процесі шліфування проміжок часу між імпульсами, які діють на пружну систему ($\tau_1 + \tau_2$), дорівнює або ж близький до періоду коливань однієї із власних форм пружної системи шліфувального автомата моделі ME280CO, що може призвести до ударного резонансу.

Література:

1. Кайдик О.Л. Вплив динаміки механічної системи бортикошліфувального автомата ME280CO на забезпечення точності формування кілець карданних підшипників // Наукові нотатки. Міжвуз. зб. Луцького національного технічного університету (за напрямом “Інженерна механіка”). Вип. 24. – Луцьк: Вид-во ЛНТУ, 2009. – С. 222-229.
2. Кайдик О.Л. До питання розробки математичної моделі динаміки механічної системи бортикошліфувального автомата для визначення величини скоректованих власних частот коливань інструментального шпинделя після правки / Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї-наука-виробництво: тези доповідей IX-ї всеукраїнської молодіжної науково-технічної конференції. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2009. – С. 106-107.
3. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машино-строение, 1978. – 359 с.
4. Райбман Н.С. Корреляционные методы определения характеристик сложных взаимосвязанных комплексов // Приборостроение и средства автоматизации. – М.: Машгиз, 1963. С. 36-49.
5. Яблонский А.А., Порейко С.С. Курс теории колебаний. – М.: Высшая школа, 1975. – 248 с.