

де: K_6 – коефіцієнт безпеки (визначається згідно з нормами технологічного проектування).

Залежність (4) може бути одержана за умови, коли коефіцієнт надлишку повітря при каталітичному спалюванні має мінімальне допустиме значення K_6 , тобто за умови, що концентрація горючих компонентів в робочому об'ємі сушильної камери не перевищує 50 % нижньої концентраційної межі вибуховості в суміші з повітрям.

$$K_6 = \frac{1}{0,5C_n Q_e}, \quad (5)$$

де: C_n – нижня концентраційна межа вибуховості горючих компонентів шкідливих викидів в суміші з повітрям.

Із збільшенням відсотку очищених викидів на технологічні потреби для зменшення концентрації парів розчинників в сушильній камері кількість шкідливих газів, які підлягають очищенню Q_o , зростає порівняно з автономними системами і може бути виражена як:

$$Q_o = \frac{[G_n - C_n(1 - \eta)Q_a]}{C_n \eta}, \quad (6)$$

де: Q_a – кількість очищених газів, які видаляються в атмосферу.

За умовою, що кількість повітря, яке подається в сушильну камеру, є мінімально допустимим Q_0

$$Q_0 = \frac{C_g}{0,5C_H}, \quad (7)$$

Тоді кількість очищених газів можна знайти за формулою:

$$Q_M = \frac{G(K_6 + \eta + 1)}{0,5C_a \eta} = \frac{Q_0(K_6 + \eta - 1)}{\eta} \quad (8)$$

Кількість шкідливих речовин, яка видаляється з очищеними газами в атмосферу G_k , виражається як:

$$G_k = (1 - \eta) C_n Q_a \quad (9)$$

За таких умов технологічна ефективність очищення газових викидів, яка розраховується за витратою шкідливих речовин при очищенні може бути обчислена за формулою:

$$\eta_T = \frac{1}{1 + (1 - \eta)Q_a / \eta Q_o} \quad (10)$$

У випадку, коли енергія, яка використовується на технологічні потреби N_T , перевищує потужність агрегатів для очищення, тоді кількість очищених газів може бути підвищена до величини Q_T , яку можна визначити із виразу:

$$Q_T = \frac{N_T}{e(t_k - t)}, \quad (11)$$

де: e – теплоємність газових викидів; t – температура газових викидів із технологічного обладнання; t_k – температура газових викидів перед очищенням.

Якщо кількість очищених шкідливих викидів становить Q_T , а кількість газів, які виділяються в атмосферу, відповідають мінімально допустимому, то оптимальну технологічну ефективність можна визначити як:

$$\eta_{m.o.} = \frac{1}{1 + \frac{(1 - \eta)G_n C(t_k - t)}{0,5C_n \eta N_T}}. \quad (12)$$

Одержані залежності дозволяють розрахувати системи для очищення шкідливих викидів, об'єднаних із вентиляціями технологічного обладнання в опоряджувальних цехах на основі замкнутих циклів повітропостачання. Особливістю даних розрахунків є те, що їх можна використовувати для очищення і видалення шкідливих газів в сушильних камерах.

Література

1. Сенькевич Э. В. Методические рекомендации по расчету и проектированию сушильного оборудования с каталитической и термокаталитической очисткой газовых выбросов. – Минск: МКТЭНпром, 1982. – 65 с.

2. Сенькевич Э. В. Расчет технологической эффективности очистки газовых выбросов сушильного оборудования. МКМ и их применение. – М., 1985, № 5. – С. 61-62.

УДК 674.05

Доц. С.О. Апостолук, канд. техн. наук;
доц. В.С. Джигирей, канд. техн. наук – УкрДЛТУ

СУЧАСНІ МЕТОДИ І ЗАСОБИ ЗМЕНШЕННЯ ВІБРОАКУСТИЧНОЇ АКТИВНОСТІ ДЕРЕВООБРОБНИХ ПИЛЯЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

Наведено результати досліджень віброакустичної активності деревообробних пиляльних верстатів, зокрема вертикальних, лісопилних рам, виявлені причини їх шуму і вібрації. На основі досліджень розроблені основні заходи щодо зниження шуму і вібрації лісопилних рам.

Doc. S.O. Apostolyk; doc. V.S. Jigirey – USUFWT

Present-day methods of vibro-acoustic activity reduction of woodworking machines

The results of vibro-acoustic activity of woodworking saw-milling machines the reason of noise and vibrations have been represented. The main measures, for noise and vibrations are considered.

У результаті численних досліджень, проведених ученими УкрДЛТУ, встановлено, що основними джерелами віброакустичної активності деревообробних пиляльних верстатів є різальний інструмент: дискові, рамні пилки та інші елементи, які породжують вібраційний, аеродинамічний та механічний

шум. У даній роботі основна увага приділяється вивченню віброакустичної активності вертикальних лісопилних рам.

Кінематичний і динамічний аналіз сил, які діють на механізм різання лісопилної рами, засвідчує про їх циклічність, що в умовах встановлених проміжків у кінематичних парах виникають удари, що є причиною акустичних сигналів.

Частота виникнення ударів у кінематичних парах визначається, головним чином, частотою обертання корінного валу (кривошипу). Пиляльна рамка при положенні кривошипу $\alpha=0$ і 180° ударами-перекладками через напрямні передає удари оточуючими конструкціями лісопилної рами. Складові сил удару на пиляльну рамку показані на рис.

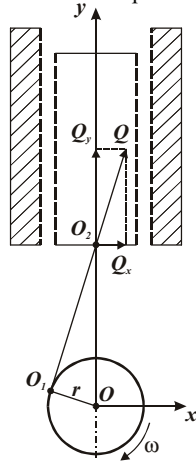


Рис. Динамічна модель вертикальної лісопилної рами

Складові сил удару, що діють на пиляльну рамку, можна представити у вигляді:

$$Q_x = Q_0 e^{i(\pi/2 - \omega t)}$$

$$Q_y = Q_0 e^{i\omega t},$$

де: ω – частота обертання корінного валу, с^{-1} ; t – час дії зовнішнього навантаження, с ; Q_0 – амплітуда сили, що рівна силі маховика, НМ/с^2 ; i – уявна одиниця.

Рух пиляльної рамки у вертикальному напрямі (по осі y) обмежений величиною діаметра маховика ($d=2r$), в горизонтальному напрямі (по осі x) – величиною проміжку.

В УкрДЛТУ розроблений комплекс заходів і засобів щодо зниження віброакустичної активності вертикальних лісопилних рам, основним із них є малощумний механізм різання лісопилної рами із застосуванням постійних магнітів.

Сутність даного варіанта заходів полягає в тому, що в системі "Повзун-направляючі" застосовують постійні магніти (рис.), які закріплюються на поверхнях повзуна і направляючих шин однойменними полюсами. В результаті цього створюється відштовхувальна сила між рухомими елементами системи "Повзун-направляючі".

Для усунення "магнітного замикання" і розмагнічування магнітів пропонується виготовляти накладки направляючих шин і шатун механізму різання з немагнітного матеріалу – текстоліту.

Запропонований механізм різання забезпечує зниження рівня шуму і вібрації на 8...11 дБА, покращує умови праці обслуговуючого персоналу і підвищує термін служби обладнання, економить 20...25 кг мастила за зміну роботи лісопилної рами.

Література

1. Апостолок С. О., Сомар Г. В. Математичне моделювання вібрації вертикальних лісопилних рам. – Науковий вісник, 2001, № 1.
2. Дерягин Р. В. Вибрации лесопильных рам. – Л: Изд-во Ленинградского ун-та. 1986, – 143 с.
3. Пышник И. М. Акустическая диагностика технического состояния лесопильных рам. – Дис. к.т.н., Львов, 1984.

УДК 674.21.03

Доц. О.Б. Ференц, канд. техн. наук;

доц. Л.Н. Горбачова, канд. техн. наук – УкрДЛТУ

АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ВІКОННИХ БЛОКІВ

При переході до ринкової економіки підвищується зацікавленість виробників в впровадженню прогресивної техніки і технології, удосконаленню конструкції виробів. Перевірялись та досліджувались основні вимоги до теплоізоляції, повітряної проникливості та звукоізоляції, як існуючих так і нових конструкцій віконних блоків.

Doc. O.B. Ferents, Doc. Lu.N. Horbachova – USUFWT

Properties of windows blocks study

There is an interest in economical consumption of raw materials, intrusion of progressive engineering and know-how, improvement of designs of articles and maintenance of the quality requirements during manufacturing and exploitation. The basic requirements for heat and sound insulation, air penetration of existing and promising window blocks have been checked and investigated.

Вимоги до столярних конструкцій в Україні встановлюються відповідно до основних функціональних і експлуатаційних їх характеристик.

В Україні для оцінки теплозахисних характеристик конструкцій прийнятий опір теплопередачі, величина, обернена коефіцієнту теплопровідності K_F . Згідно з діючими нормами коефіцієнт теплопровідності спареного віконного блоку має бути не більше $2,6 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$. Але вікна найбільш пошире-