

чить максимум на опитування в $M = 7$ районах і у 25 туристичних об'єктах (буде опитано 450 клієнтів), тобто витратиться всього 4986,7 ум. од.

Маючи значення цих показників, а також при $m = 7$, з виразу (23) можна обчислити значення такого коефіцієнта

$$\gamma = \frac{t \cdot \sigma \cdot b^{1/2}}{\sqrt{\Phi - a \cdot m}} = 25,08.$$

Тепер, маючи значення сум у табл. 5 при $m \leq 7$, можна обчислити значення виразу (23), а саме:

$$Q^m = 351,2 \cdot 2160,3 - 16,25 \cdot (318,4)^{3/2} = 758700,9 - 142484,2 = 616216,6 \text{ ум. од.}$$

Висновки

1. З'ясовано, що методика кожного окремого маркетингового дослідження проблем туристичної галузі завжди конкретна, неповторна й унікальна. Немає універсальної методики дослідження взагалі, а є певна методика конкретного дослідження, в т.ч. і туристичної проблеми. Вона залежить від характеру туристичного об'єкта і предмета його вивчення, загальної методології дослідження, мети конкретного наукового пошуку, сукупності методів і засобів, які застосовуються в тому чи іншому науковому досліді та поточному спостереженні, загального рівня кваліфікації дослідника та його науково-дослідного досвіду.

2. Позаяк нову туристичну послугу ще не апробовано на жодному туристичному об'єкті, то працівникам маркетингової служби потрібно використати дані щодо попиту на подібну або вже наявну послугу, використовуючи для цього джерела вторинної інформації, а саме – звіти туристичних об'єктів з певного регіону. На конкретних числових даних розглянуто практичну реалізацію методики дослідження споживчого ринку надання туристичних послуг, а також деякі можливі варіанти вирішення цього завдання.

Література

1. Арич М.І. Основні положення туристичного маркетингу / М.І. Арич, А.І. Магалия, О.О. Петрашак / Буковинська державна фінансова академія, Україна. [Електронний ресурс]. – Доступний з http://www.rusnauka.com/15_APSN_2010/Economics/67793.doc.htm
2. Бурков В.Н. Модели и методы управления организационными системами / В.Н. Бурков, В.А. Ириков. – М.: Изд-во "Наука", 1994. – 270 с.
3. Бухаріна Л. Розробка стратегії розвитку сфери туризму в Україні / Л. Бухаріна // Економіка та держава. – 2009. – № 1. – С. 103-105.
4. Грицюк М.Ю. Оптимізація діяльності маркетингової служби в туристичній галузі / М.Ю. Грицюк, Л.І. Максимів // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України. – 2013. – Вип. 23.15. – С. ?-?.
5. Гук Н.А. Перспективні напрямки розвитку туризму в регіоні Українських Карпат / Н.А. Гук. [Електронний ресурс]. – Доступний з http://www.tourlib.net/statti_ukr/guk4.htm
6. Дядечко Л.П. Економіка туристичного бізнесу : навч. посібн. / Л.П. Дядечко. – К.: Центр навч. літ-ри, 2007. – 224 с.
7. Котлер Ф. Основы маркетинга / Ф. Котлер. – Санкт-Петербург : АО "Корунa", АОЗТ "Литера плюс", 1994. – 264 с.
8. Шульгіна Л. Маркетинг підприємств туристичної галузі / Л.Шульгіна. [Електронний ресурс]. – Доступний з <http://www.lib.ua-ru.net/diss/cont/241526.html>.

Грицюк М.Ю. Практическая реализация методики исследования потребительского рынка предоставления туристических услуг

Рассматриваются особенности практической реализации методики исследования потребительского рынка предоставления туристических услуг, используя для этого статистические методы оценки результатов маркетинговых исследований. Выяснено, что методика каждого отдельного маркетингового исследования проблем туристической отрасли всегда конкретна, неповторима и уникальна. Поскольку новую туристическую услугу еще не апробировано ни на одном туристическом объекте, то нужно использовать данные относительно спроса на подобную или уже имеющуюся услугу, используя для этого источники вторичной информации – отчеты туристических объектов из определенного региона. На конкретных числовых данных проведен расчет прогнозируемого спроса потенциальных клиентов на новую туристическую услугу, а также рассмотрены некоторые возможные варианты решения этой задачи.

Ключевые слова: туристическая отрасль, потребительский рынок, туристическая услуга, потенциальный клиент, маркетинговая служба, состояние хозяйственной деятельности, методы оптимизации, статистические методы оценивания, выборочный метод, вероятностные оценки.

Грицюк М.Ю. Practical implementation methodology consumer market research of tourist services

The features of the practical implementation of the research methods of the consumer market of tourist services, using the statistical methods for assessing the results of market research. It was found that the technique of each individual marketing research challenges the tourism industry is always specific, unique and unique. As a new travel service not tested on any tourist site, you need to use the data on the demand for similar or an existing service, using secondary sources of information – reports of tourist facilities from the definition of the region. On the specific amounts calculated the projected demand of potential customers for a new travel service, and discusses some possible solutions to this problem.

Keywords: tourism industry, consumer market, tourist services, potentially customer, marketing service, state of economic activity, methods of optimization, statistical methods of estimation, selective method, probabilistic estimation.

УДК 674.053:621.935

Доц. Л.Ф. Дзюба¹, канд. техн. наук;
доц. О.В. Меньшикова¹, канд. фіз.-мат. наук;
проф. І.Т. Ребезнюк², д-р. техн. наук

ДОСЛІДЖЕННЯ ВЛАСНИХ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ МЕХАНІЗМУ РІЗАННЯ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО СТРІЧКОПИЛКОВОГО ВЕРСТАТА

Досліджено власні крутильні коливання двох типів механізмів різання горизонтального стрічкопилкового верстата. На підставі аналітичного розв'язку системи диференціальних рівнянь власних крутильних коливань динамічної моделі механізму визначено частоти цих коливань. За значеннями частот оцінено величини коефіцієнтів в'язкого опору.

Ключові слова: власні коливання, крутильні коливання, механізм різання, горизонтальний стрічкопилковий верстат.

Актуальність і огляд основних результатів. Застосування у сучасному деревообробному виробництві горизонтальних колодопиляльних стрічкопилкових верстатів із вузькою пилкою зі значно меншою вагою, порівняно з широкопилковими верстатами, забезпечення високої швидкості різання потребує аналі-

¹ Львівський ДУ безпеки життєдіяльності;

² НЛТУ України, м. Львів

тичного та експериментального дослідження динаміки процесу різання деревини на таких верстатах. У роботі [1] відзначено, що під час руху на стрічкову пилку діють різні збурювальні сили, які здатні викликати коливання її вільної вітки у двох площинах: поздовж твірної поверхні шківів (у площині найбільшої жорсткості пилки) і впоперек (у площині найменшої жорсткості пилки). Поздовжні коливання полотна, що діють в площині різання (у разі "совгання" у межах норми), на стійкості та міцності пилки не позначаються. До того ж, у разі якісного підготовлення пилки й доброго стану верстата вони можуть бути зведені до нуля. Поперечні коливання стрічкової пилки не тільки позначатимуться на її стійкості та міцності, вони також можуть призводити до хвилястості пропилу. З поміж інших чинників такі коливання зумовлюють крутильні коливання пилкових шківів. Тому метою цієї роботи є дослідження власних крутильних коливань механізму різання стрічкопилкового верстата.

Постановлення задачі та методика її розв'язування. Для побудови динамічної моделі механізму різання використано дві кінематичні схеми цього механізму [2]. Відповідно до цих кінематичних схем, розрахункову схему механізму різання подамо у вигляді тримасової моделі (рис. 1), де величини зведених коефіцієнтів крутильної жорсткості першої пружної ланки залежать від конструкторського виконання вузла тягового пилкового шківів. У конструкції механізму різання першого виконання ділянка вала між тяжним шківом пасової передачі і тяговим пилковим шківом працює на згин з крученням. У механізмі другого виконання ця ділянка вала є віссю, тому що не працює на кручення.

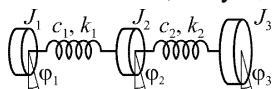


Рис. 1. Розрахункова схема механізму різання

Отримані на підставі рівнянь Лагранжа другого роду диференціальні рівняння власних крутильних коливань пружної системи механізму різання мають вигляд:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - k_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + k_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - k_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \end{cases} \quad (1)$$

де: J_1, J_2, J_3 – зведені до вала електродвигуна моменти інерції обертових мас, $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2, \dot{\varphi}_3$ – кути повороту відповідних зведених обертових мас та їх похідні за часом; c_1, c_2 – зведені коефіцієнти крутильної жорсткості; k_1, k_2 – зведені коефіцієнти в'язкого опору.

Зведені коефіцієнти в'язкого опору k_1, k_2 , відповідно до [3, 4] пов'язані з логарифмічним декрементом згасання коливань, значення якого містяться в межах $\eta = 0,1-0,3$. Зв'язок між η_i і коефіцієнтом в'язкого опору k_i виражають залежністю [3, 4]:

$$\eta_i = \frac{\pi k_i}{\beta_i}, (i = 1, 2, \dots),$$

де β_i – резонансні частоти, які, в разі незначного демпфування, дуже близькі до частот власних коливань. Попередньо приймаємо: коли $\eta = 0,2$, тоді $k_1 = 0,07 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{рад}$ та $k_2 = 0,08 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{рад}$. Для уточнення зведених коефіцієнтів в'язкого опору потрібно визначити частоти β_1, β_2 власних крутильних коливань механізму різання.

Для розв'язування системи диференціальних рівнянь (1) запишемо її в нормальному вигляді:

$$\begin{cases} \ddot{y}_1 = -v_1(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - p_1(y_1 - y_2); \\ \ddot{y}_2 = v_2(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - v_3(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + p_2(y_1 - y_2) - p_3(y_2 - y_3); \\ \ddot{y}_3 = v_4(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + p_4(y_2 - y_3), \end{cases} \quad (2)$$

$$\text{де: } y_1 = \varphi_1, \quad y_2 = \varphi_2, \quad y_3 = \varphi_3, \quad v_1 = \frac{k_1}{J_1}, \quad v_2 = \frac{k_1}{J_2}, \quad v_3 = \frac{k_2}{J_2}, \quad v_4 = \frac{k_2}{J_3}, \quad p_1 = \frac{c_1}{J_1}, \quad p_2 = \frac{c_1}{J_2},$$

$$p_3 = \frac{c_2}{J_2}, \quad p_4 = \frac{c_2}{J_3}.$$

Для розв'язання системи (2) задаємо такі початкові умови: за $t = 0$ початкові переміщення та початкові швидкості дорівнюють нулеві

$$y_1(0) = y_2(0) = y_3(0) = 0, \quad \dot{y}_1(0) = \dot{y}_2(0) = \dot{y}_3(0) = 0.$$

Для точного розв'язку від системи трьох диференціальних рівнянь (2) другого порядку перейдемо до системи шести диференціальних рівнянь першого порядку. Позначивши $\dot{y}_1 = y_{11}, \dot{y}_2 = y_{21}, \dot{y}_3 = y_{31}$, отримаємо:

$$\begin{cases} \dot{y}_1 = y_{11}; & \dot{y}_2 = y_{21}; & \dot{y}_3 = y_{31}; \\ \dot{y}_{11} = -v_1(y_{11} - y_{21}) - p_1(y_1 - y_2); \\ \dot{y}_{21} = v_2(y_{11} - y_{21}) - v_3(y_{21} - y_{31}) + p_2(y_1 - y_2) - p_3(y_2 - y_3); \\ \dot{y}_{31} = v_4(y_{21} - y_{31}) + p_4(y_2 - y_3). \end{cases} \quad (3)$$

Система (3) є системою лінійних однорідних диференціальних рівнянь зі сталими коефіцієнтами. Для її розв'язування застосуємо метод Ейлера та засоби математичного пакета MAPLE. Для цього запишемо цю систему у векторній формі:

$$\frac{d\bar{y}}{dt} = A \cdot \bar{y}^T,$$

де: $\bar{y}^T = (y_1, y_2, y_3, y_{11}, y_{21}, y_{31})^T$, A – стала матриця розміру 6×6 , яка має вигляд:

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -p_1 & p_1 & 0 & -v_1 & v_1 & 0 \\ p_2 & -p_2 - p_3 & p_3 & v_2 & -v_2 - v_3 & v_3 \\ 0 & p_4 & -p_4 & 0 & v_4 & -v_4 \end{pmatrix}.$$

Знайдемо корені характеристичного рівняння:

$$|A - \lambda \cdot E| = 0,$$

де E – одинична матриця розміру 6×6 .

Характеристичне рівняння матиме вигляд:

$$\lambda^6 + a_1\lambda^5 + a_2\lambda^4 + a_3\lambda^3 + a_4\lambda^2 + a_5\lambda = 0, \quad (4)$$

де $a_1 = v_1 + v_2 + v_3 + v_4$; $a_2 = v_1 \cdot v_4 + v_2 \cdot v_4 + v_1 \cdot v_3 + 2v_1 \cdot v_2 + p_1 + p_2 + p_3 + p_4$;
 $a_3 = v_2 \cdot p_4 + v_3 \cdot p_1 + v_4 \cdot p_1 + 2v_1 \cdot v_2 \cdot v_4 + v_4 \cdot p_2 + v_1 \cdot p_3 + v_1 \cdot p_2 + 2v_1 \cdot p_2$;
 $a_4 = p_1 \cdot p_3 + p_2 \cdot p_4 + 2v_1 \cdot p_2 \cdot v_4 + 2v_1 \cdot v_2 \cdot p_4$; $a_5 = 2v_1 \cdot p_2 \cdot p_4$.

За $J_1 = 0,0109 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та значень $k_1, k_2, J_2, J_3, c_1, c_2$, наведених у табл., рівняння (4) має два дійсні корені ($\lambda_1 = 0, \lambda_2 = \lambda$) та чотири комплексні корені:

$$\lambda_{3,4} = \alpha_1 \pm \beta_1 i, \lambda_{5,6} = \alpha_2 \pm \beta_2 i,$$

де дійсні величини $\lambda, \alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$ обчислені за значень параметрів v_i, p_i , що відповідають значенням таблиці.

Знайденим кореням характеристичного рівняння (4) відповідає фундаментальна система розв'язків:

$$1, e^{\lambda t}, e^{\alpha_1 t} \cdot \cos \beta_1 t, e^{\alpha_1 t} \cdot \sin \beta_1 t, e^{\alpha_2 t} \cdot \cos \beta_2 t, e^{\alpha_2 t} \cdot \sin \beta_2 t,$$

де числа β_1 та β_2 визначають частоти власних крутильних коливань.

Значення частот власних крутильних коливань механізмів різання за двох виконань вузла тягового пилкового шківів наведено в табл. Дослідження виконані з урахування трьох величин можливих діаметрів пилкових шківів та різних швидкостей різання, оскільки від цих параметрів найбільше залежать зведені масові та жорсткісні характеристики динамічної моделі.

Табл. Значення власних частот крутильних коливань механізму різання

Швидкість різання $v, \text{ м/с}$	Діаметр пилкових шківів, мм	Зведені моменти інерції, $\text{ кг} \cdot \text{ м}^2$		Зведені коефіцієнти крутильної жорсткості, $\text{ Н} \cdot \text{ м}$		Частоти, Гц	
		J_2	J_3	c_1	c_2	β_1	β_2
Перше виконання механізму різання							
24,2	480	0,1685	0,1156	6366	57452	941	757
	610	0,1903	0,1452	6028	57727	870	727
	740	0,2142	0,1741	5192	57653	803	674
30,6	480	0,2652	0,1854	5789	92095	932	727
	610	0,2990	0,2319	6368	92160	860	748
	740	0,3378	0,2784	6150	92202	806	717
37	480	0,3829	0,2702	4881	134225	926	670
	610	0,4329	0,3385	5979	134522	856	733
	740	0,4899	0,4067	6369	134715	813	736
Друге виконання механізму різання							
24,2	480	0,1685	0,1156	9349	57452	1009	856
	610	0,1903	0,1452	11718	57727	1084	813
	740	0,2142	0,1741	13532	57653	1152	759
30,6	480	0,2652	0,1854	7069	92095	942	794
	610	0,2990	0,2319	9383	92160	966	814
	740	0,3378	0,2784	11315	92202	1044	765
37	480	0,3829	0,2702	5452	134225	928	707
	610	0,4329	0,3385	7536	134522	884	796
	740	0,4899	0,4067	9417	134715	949	767

Висновки:

- Відповідно до отриманих значень частот власних коливань β_1 і β_2 , діапазони змінювання коефіцієнтів в'язкого опору такі: $k_1 = 0,057 - 0,075 \text{ Н} \cdot \text{ м} \cdot \text{ с} / \text{ рад}$; $k_2 = 0,072 - 0,085 \text{ Н} \cdot \text{ м} \cdot \text{ с} / \text{ рад}$. Попередньо прийняті значення $k_1 = 0,07 \text{ Н} \cdot \text{ м} \cdot \text{ с} / \text{ рад}$ та $k_2 = 0,08 \text{ Н} \cdot \text{ м} \cdot \text{ с} / \text{ рад}$ містяться в зазначених межах.
- Частоти власних коливань механізму різання з конструкцією вузла тягового пилкового шківів другого виконання більші від частот β_1 і β_2 для механізму різання першого виконання зазначеного вузла. Максимально зазначена різниця частот сягатиме 43 %. Це пояснюється збільшенням зведеного коефіцієнта крутильної жорсткості c_1 першої пружної ланки. Водночас, для обох виконань механізму різання величини частот вільних коливань перевищують частоту обертання вала електродвигуна ($n_{\text{дв}} = 500 \text{ об/с}$) майже вдвічі та більше. Отже, резонансу в динамічній системі механізму різання горизонтального стрічкопилкового верстата не виникатиме.

Література

- Феоктистов А.Е. Ленточнопильные станки : монографія / Александр Ефимович Феоктистов. – М. : Изд-во "Лесн. пром-сть", 1976. – 152 с.
- Ребезнюк І.Т. Динаміка процесу розпилювання деревини на горизонтальному стрічкопилковому верстаті / І.Т. Ребезнюк, Л.Ф. Дзюба, А.Б. Пилип'як // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій : праці конф. – Львів : Вид-во КІНПІАТРИ ЛТД. – 2008. – С. 129.
- Ключев В.И. Теория электропривода / В.И. Ключев. – М. : Изд-во "Энергоатомиздат", 1985. – 560 с.
- Матвеев В.В. Демпфирование колебаний деформируемых тел / В.В. Матвеев. – К. : Изд-во "Наук. думка", 1985. – 264 с.

Дзюба Л.Ф., Меньшикова О.В., Ребезнюк І.Т. Исследование собственных крутильных колебаний механизма резания горизонтального ленточнопильного станка

Исследованы собственные крутильные колебания двух типов механизмов резания горизонтального ленточнопильного станка. На основании аналитического решения системы дифференциальных уравнений собственных крутильных колебаний динамической модели механизма определены частоты этих колебаний. По величинам частот оценены величины коэффициентов вязкого сопротивления.

Ключевые слова: собственные колебания, крутильные колебания, механизм резания, горизонтальный ленточнопильный станок.

Dzyuba L.F., Menshykova O.V., Rebeznyuk I.T. Investigation of natural torsional vibrations of horizontal band saw cutting mechanism

Natural torsional vibrations of two types of horizontal band saw cutting mechanisms have been investigated. Basing on analytical solutions of differential equations system of natural dynamic torsional vibrations model of the mechanism, frequency of these oscillations has been defined. Values of the viscous resistance coefficients have been estimated according to the values of frequencies.

Keywords: natural vibrations, torsional oscillations, the mechanism of cutting horizontal band saw.