

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ТРАНСПОРТУВАННЯ МАТЕРІАЛУ ШВЕЙНОЇ МАШИНИ ЛАНЦЮГОВОГО ТИПУ

Методом прикладного гармонічного аналізу досліджена траєкторія центру мас механізму транспортування матеріалу швейної машини ланцюгового типу. Встановлено, що при зміщенні центру мас механізму ближче до осей інерції корпусу машини за рахунок раціонального розподілу мас ланок можна зменшити коливання системи.

Ключові слова: швейна машина, сила інерції, механізм транспортування, центр мас.

O.P. TERESHCHENKO, K.V. LISTVIN

Khmelnytskyi National University

RESEARCH OF TRANSPORTING MECHANISM OF MATERIAL OF CHAIN-TYPE SEWING MACHINE

Sewing equipment is widely used in various fields of light industry: sewing, knitting, shoe and others. Up to 70% of the equipment in these industries accounted for sewing machines. Job sewing machines at high speeds accompanied by significant mechanical vibrations that occur in the form of twisting and curved fluctuations rotating shafts. Dynamic load on the mechanism of sewing machine needles reach up to 70% in the vertical direction of the total load. Then, as the transport mechanism provides significant load in the horizontal direction. The method applied harmonic analysis investigated the trajectory of center of mass transportation mechanism material sewing machine chain type. Found that the center of mass displacement mechanism glitters to make inertia machine body through judicious mass distribution units can reduce the fluctuation of the system.

Keywords: sewing machine, the force of inertia, the mechanism of transport, the center of mass.

Вступ

Швейні обладнання широко використовуються в різних галузях легкої промисловості: швейної, трикотажної, взуттєвої та інших. До 70% обладнання в цих галузях приходить на швейні машини. Робота швейних машин на високих швидкісних режимах супроводжуються значними механічними коливаннями, що проявляються у вигляді крутих і згинальних коливань обертових валів.

Стан проблеми

Як відомо, амплітуда вимушених коливань тіла пропорційна величині приведенного навантаження механізмів, при роботі яких виникають невідновленості сили інерції, що спричиняють вібрацію корпусу машини.

Динамічні навантаження від механізму голки швейної машини сягають до 70% у вертикальному напрямі від загальних навантажень. Тоді як механізм транспортування дає значні навантаження в горизонтальному напрямі.

Результати дослідження

Кінематична схема основного механізму без рейки з диференціальною подачею представлена на рис. 1. Сили інерції рухомих ланок механізму замінюємо в розрахунках силами інерції приведених мас. Зосередимо маси ланок в шарнірах A' , A , C , B , D .

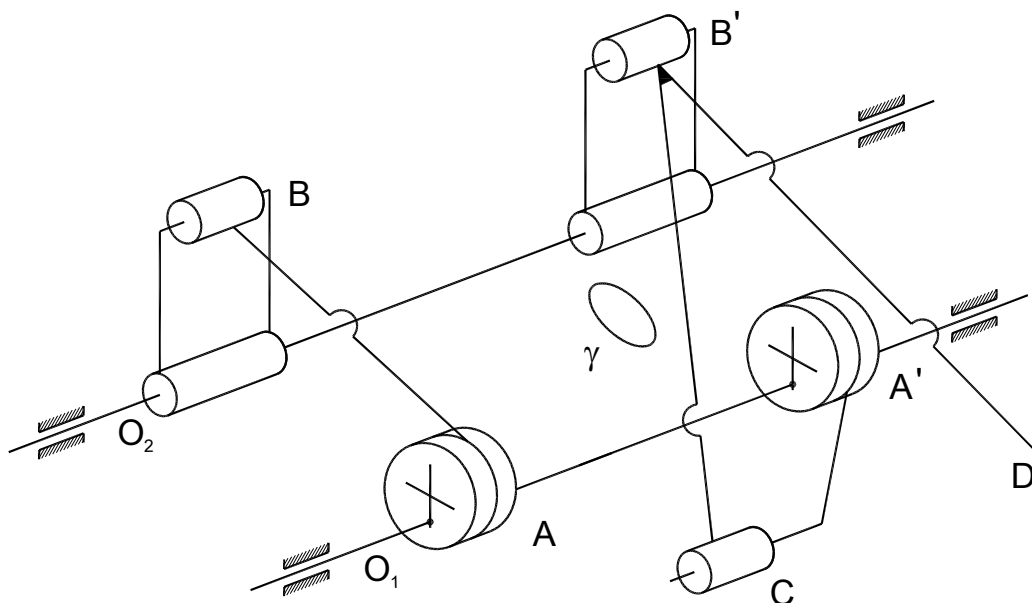


Рис. 1. Схема механізму транспортування матеріалу

Для визначення кута коливання ланки O_2B залежно від ексцентриситету O_1A розглянемо чотириланковий механізм O_1ABO_2 (рис. 2)

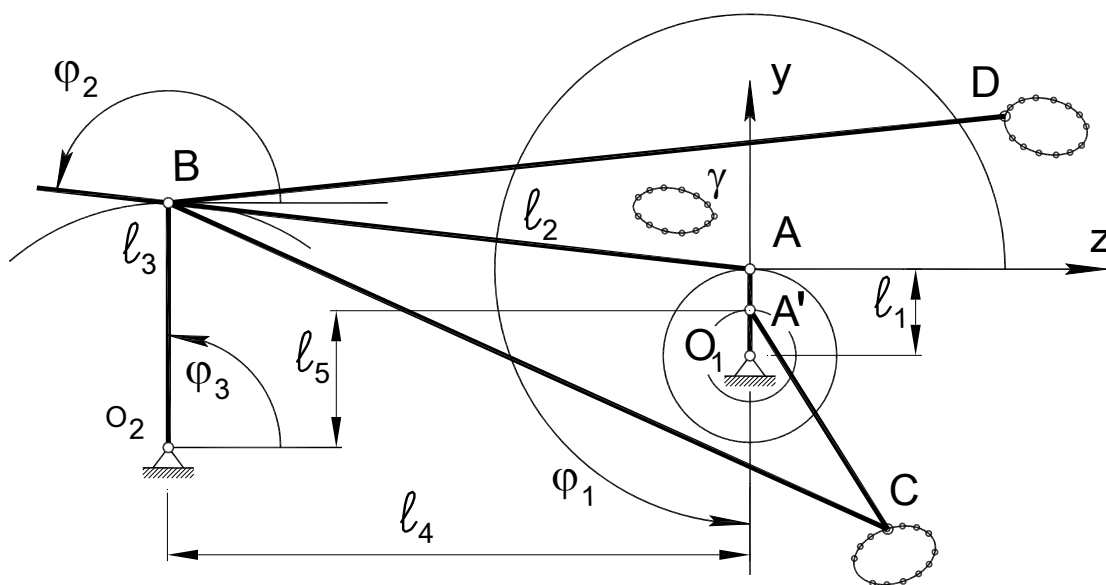


Рис. 2. Розрахункова схема механізму транспортування матеріалу

Для визначення координат зосереджених мас необхідно визначити кут коливання ланки BO_2 . Розглянемо чотириланковий механізм O_1ABO_2 (рис. 2).

Складається векторне рівняння його замкнутості згідно з (1).

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{l}_3 + \vec{l}_4 + \vec{l}_5 = 0. \quad (1)$$

Проектуємо векторне рівняння (1) на координатні осі Y, Z

$$\begin{aligned} l_1 \cos \varphi_1 - l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5 &= 0; \\ l_1 \sin \varphi_1 - l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 + l_4 \sin \varphi_4 + l_5 \sin \varphi_5 &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

де $\varphi_4 = 90^\circ$; $\varphi_5 = 0$, тоді:

$$\cos \varphi_4 = 0; \sin \varphi_4 = 1; \cos \varphi_5 = 1; \sin \varphi_5 = 0.$$

Рівняння (2) запишуться в такому вигляді:

$$\begin{aligned} l_1 \cos \varphi_1 - l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 + l_5 &= 0; \\ l_1 \sin \varphi_1 - l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 + l_4 &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Кут φ_1 є кутом повороту ведучої ланки.

Вводимо позначення:

$$l_1 \cos \varphi_1 + l_5 = a; \quad l_1 \sin \varphi_1 + l_4 = b. \quad (4)$$

Одержимо:

$$\begin{aligned} a - l_2 \cos \varphi_2 + l_3 \cos \varphi_3 &= 0; \\ b - l_2 \sin \varphi_2 + l_3 \sin \varphi_3 &= 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Для визначення кута φ_3 виключаємо кут φ_2 і після деяких математичних перетворень маємо:

$$\begin{aligned} a^2 + b^2 + 2al_3 \cos \varphi_3 - l_2^2 + 2bl_3 \sin \varphi_3 + l_3^2 &= 0; \\ \frac{a^2 + b^2 - l_2^2 + l_3^2}{2al_3} + \cos \varphi_3 + \frac{b}{a} \sin \varphi_3 &= 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Для скорочення запису вводимо позначення:

$$Z = \frac{l_1^2 - l_2^2 + l_3^2 + l_4^2 + l_5^2 + 2l_5l_1 \sin \varphi_1 + 2l_1l_4 \cos \varphi_1}{2l_3(l_1 \cos \varphi_1 + l_4)}. \quad (7)$$

$$K = \frac{a}{b} = \frac{l_1 \sin \varphi_1 + l_5}{l_1 \cos \varphi_1 + l_4}. \quad (8)$$

Тоді маємо:

$$Z + \cos \varphi_3 + K \sin \varphi_3 = 0.$$

або

$$Z + \cos \varphi_3 = -K \sqrt{1 - \cos^2 \varphi_3} . \quad (9)$$

Обидві частини рівняння (9) підносимо до квадрату і одержимо:

$$Z^2 + 2Z \cos \varphi_3 + \cos^2 \varphi_3 = K^2 (1 - \cos^2 \varphi_3) .$$

Звідси

$$(1 + K^2) \cos^2 \varphi_3 + 2Z \cos \varphi_3 + (Z^2 - K^2) = 0 . \quad (10)$$

Таким чином одержимо квадратне рівняння і з нього визначаємо кут φ_3 залежно від кута φ_1 :

$$\cos \varphi_3 = \frac{-2Z \pm \sqrt{4Z^2 - 4(1 + K^2)(Z^2 - K^2)}}{2(1 + K^2)} . \quad (11)$$

Залежність кута φ_3 від кута φ_1 представлена в табл. 1.

Таблиця 1

№	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
φ_1^0	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330
φ_3^0	81°7	82°76	85°0	86°23	91°32	93°20	93°20	92°15	89°20	86°11	83°12	81°37

Кут коливання ланки O_2B складає 12-13°. Для визначення траєкторії центра мас всього механізму необхідно знайти координати зосереджених мас. Вони визначаються послідовно для мас, зосереджених в точках A_i , A , B , C , D в системі координат YOZ :

$$\begin{aligned} Z_A &= O_1A \cos \varphi_1; & Z_{A'} &= O_1A' \cos \varphi_1; \\ Y_A &= O_1A \sin \varphi_1; & Y_{A'} &= O_1A' \sin \varphi_1; \\ Z_B &= O_2B \cos \varphi_3; & Y_B &= O_2B \sin \varphi_3. \end{aligned} \quad (12)$$

Для визначення координат точок C і D скористаємось методом аналітичної геометрії:

$$\begin{aligned} (Z_{A'} - Z_C)^2 + (Y_{A'} - Y_C)^2 &= (A'C)^2; \\ (Z_B - Z_C)^2 + (Y_B - Y_C)^2 &= BC^2. \end{aligned} \quad (13)$$

Система рівнянь для визначення координат точки D у зв'язку з постійністю відстань BD і DC :

$$\begin{aligned} (Z_B - Z_D)^2 + (Y_B - Y_D)^2 &= BD^2; \\ (Z_C - Z_D)^2 + (Y_C - Y_D)^2 &= DC^2. \end{aligned} \quad (14)$$

Рівняння (14) містять величини з Z^2 , також і величини Y^2 . Тому спочатку використаємо спосіб віднімання, щоб отримати рівняння, що не містять Z^2 і Y^2 . Потім методом підстановки одного невідомого через інше визначимо координати точок C і D для 12 положень O_1A :

$$\begin{aligned} Z_C &= \frac{(A_1C^2 - BC^2) - 2Y_C(Y_B - Y_{A'})}{2(Z_B - Z_{A'})}; \\ Y_C &= \frac{(A_1C^2 - BC^2) - 2Z_C(Z_B - Z_{A'})}{2(Y_B - Y_{A'})}. \end{aligned} \quad (15)$$

Аналогічно для точки D :

$$\begin{aligned} Z_D &= \frac{(BD^2 - BC^2) - 2Y_D(Y_C - Y_B)}{2(Z_C - Z_B)}; \\ Y_D &= \frac{(BD^2 - DC^2) - 2Z_D(Z_C - Z_B)}{2(Y_C - Y_B)}. \end{aligned} \quad (16)$$

Згідно з цими даними будемо траєкторію центра мас механізму (рис. 3).

Далі розглянемо траєкторію центра мас γ у просторі (рис. 1).

Траєкторія розкладається по осях Y і Z для знаходження коефіцієнтів рядів Фур'є, що знаходяться за формулами:

$$a_0 = \frac{\int_0^{2\pi} f(\varphi_1) d\varphi_1}{\pi}; \quad a_1 = \frac{\int_0^{2\pi} f(\varphi_1) \cos \varphi_1 d\varphi_1}{\pi}; \quad a_2 = \frac{\int_0^{2\pi} f(\varphi_1) \cos 2\varphi_1 d\varphi_1}{\pi};$$

$$b_1 = \frac{\int_0^{2\pi} f(\varphi_1) \sin \varphi_1 d\varphi_1}{\pi}; \quad b_2 = \frac{\int_0^{2\pi} f(\varphi_1) \sin 2\varphi_1 d\varphi_1}{\pi}$$
(17)

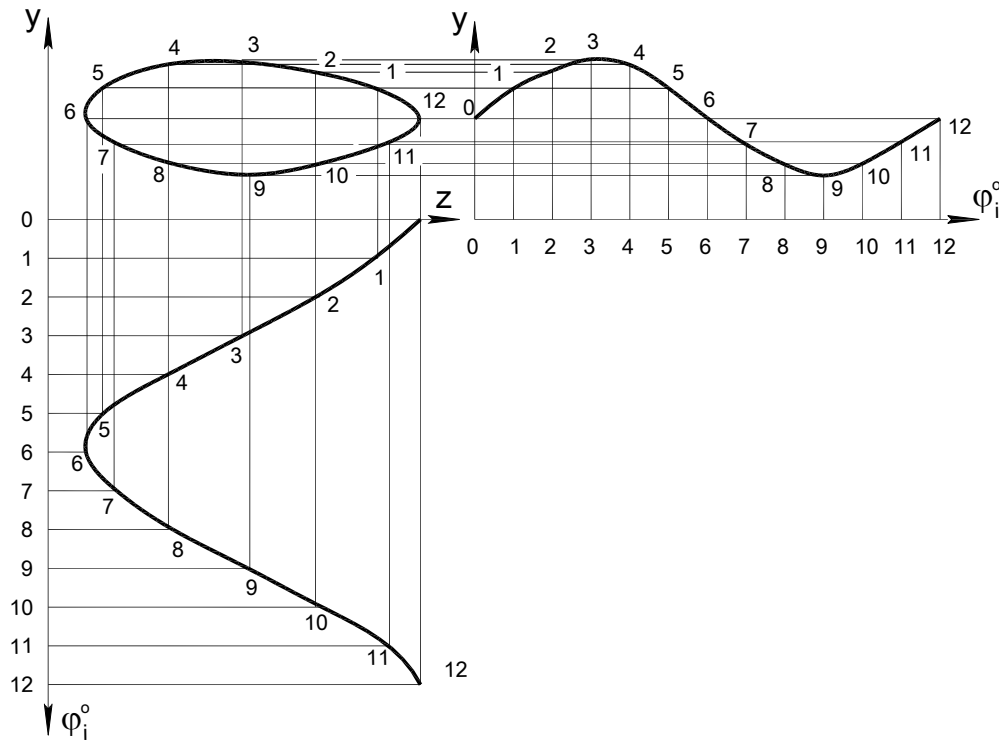


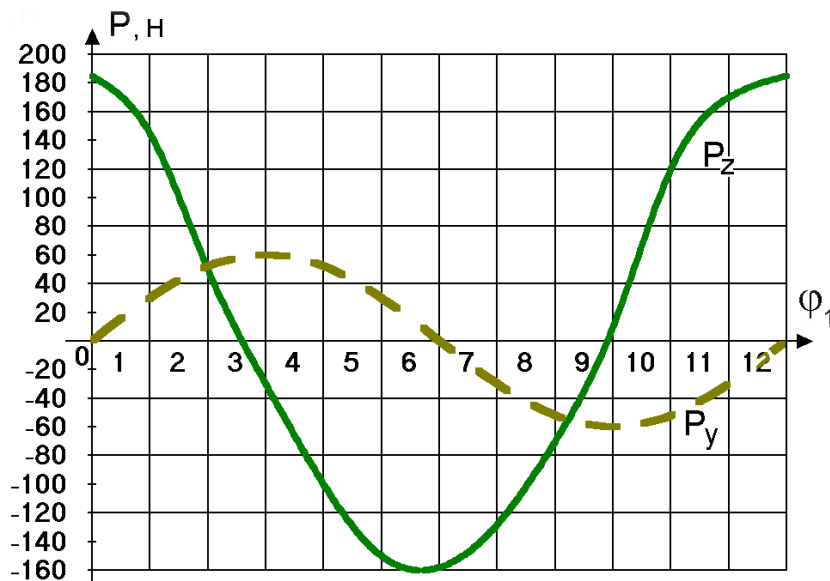
Рис. 3. Траєкторія руху центра мас механізму транспортування матеріалу

Сили інерції механізму в горизонтальному та вертикальному напрямках визначаємо при різних швидкостях головного вала за такими формулами:

$$P_z = -ma_{sz} = ma_1\omega^2 \cos \varphi_1 + mb_1\omega^2 \sin \varphi_1 + 4ma_2\omega^2 \cos 2\varphi_1 + 4mb_2\omega^2 \sin 2\varphi_1;$$
(18)

$$P_y = -ma_{sy} = ma'_1\omega^2 \cos \varphi_1 + mb'_1\omega^2 \sin \varphi_1 + 4ma'_2\omega^2 \cos 2\varphi_1 + 4mb'_2\omega^2 \sin 2\varphi_1$$

При максимальній швидкості $\omega = 523 \text{ с}^{-1}$ представлені графіки сил інерції по осях Z і Y (рис. 4).

Рис. 4. Вимушені сили інерції вздовж осей Y і Z механізму транспортування матеріалу

Висновки

З графіка бачимо значні сили інерції, що впливають на коливальний характер корпусу машини в горизонтальному напрямі.

При раціональному компонованні механізмів по довжині корпусу машини і зміщенні центрів мас механізмів ближче до осей інерції корпусу машини за рахунок правильного розподілу мас ланок можна зменшити коливання системи.

Одержані результати є підставою для раціонального проектування швейних машин з метою комплексного зрівноваження всіх механізмів шляхом введення в руханий ланцюг коректуючих мас, зміною мас механізмів та координат їх центрів.

Література

1. Кожевников С.Н. Динамика машины с упругими звеньями / Кожевников С.Н. – К., 1961. – 160 с.
2. Ганиев Р.Ф. Колебание твердых тел / Р.Ф. Ганиев, В.О. Кононенко. – М. : Наука, 1976. – 432 с.

References

1. Kojevnikov S. M. Dinamika mashin s uprugimi zvenyami. – K., 1961. – 160 s.
2. Ganiev R. F., Kononenko V. O. Kolebaniya tverdiy tel. – M.: Nauka, 1976 – 432 s.

Рецензія/Peer review : 6.3.2013 р. Надрукована/Printed :20.4.2013 р.