

ВЕКТОРНО-МАТРИЧЕН ПОДХОД ПРИ АНАЛИЗА НА РАПИРЕН СТАН

Марин Йорданов Маринов

Катедра "ИДТТ", ТУ - Габрово

VECTOR-MATRIX APPROACH IN ANALYSIS OF RAPIER LOOM

Marin Jordanov Marinov

Department of Industrial Design and Textile Engineering, TU-GABROVO

Abstract:

The "MAV" loom rapier mechanism for driving is examined. The kinematics parameters of the rapiers' motion are determined by vector-matrix method.

Keywords: kinematics analysis, loom, rapier mechanism, vector-matrix method.

ВЪВЕДЕНИЕ

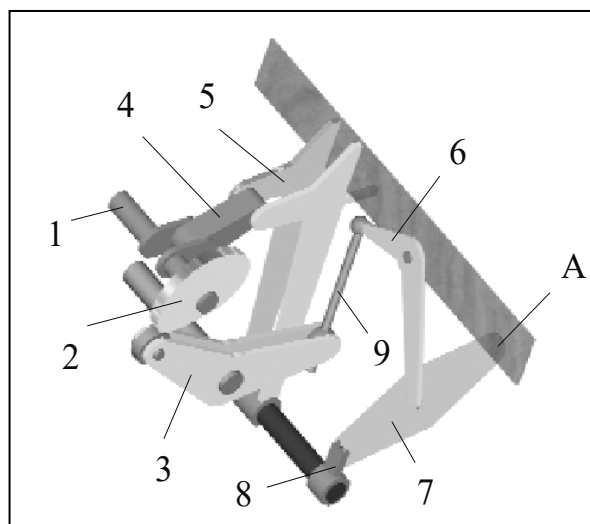
При тъкачната машина "MAV" полагането на вътъчната нишка в тъкачната уста се извършва от две рапири, които представляват твърди тела (тръби) с приспособление (щипка) на върха за захващане на вътъчната нишка. Едновременно от двете страни на тъканта двете рапири влизат в образуваната от основните нишки уста. По средата на ватъла става предаването на вътъчната нишка от входната на изходната рапира – реализира се принципа на Dewas [1]. За технологичния процес е важна скоростта на прекарване на вътъчната нишка, защото тя е свързана с изменението на напреженията и деформациите в нея [2]. Неблагоприятното изменение на скоростта на полагане на вътъка може да се избегне, ако предаването на нишката между двете рапири се осъществи при висока абсолютна скорост на движение и нулева относителна скорост между тях [3] [4].

Целта на настоящата разработка е да се определят кинематичните параметри на движение на рапирите (вътъчната нишка) и се посочат пътищата за една евентуална модернизация на механизма чрез подобряване на кинематичните параметри.

ИЗЛОЖЕНИЕ

2. Кинематичен анализ

Кинематичният анализ е извършен при условия, максимално близки до реалните, с действителната метрика на звената на тъкачната машина "MAV".



Фиг. 1. 3-D модел на механизъм за задвижване на рапирите

2.1 Определяне на функцията на положението и първата предавателна функция на механизма съставен от звена 1, 4 и 5.

Определят се координатите на центъра на въртящата двойца **G**, за произволно положение на механизма.

$$(1) \begin{bmatrix} X_{G_i} \\ 0 \\ Z_{G_i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_{1i} & 0 & \sin \varphi_{1i} \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \varphi_{1i} & 0 & \cos \varphi_{1i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{G_1} \\ 0 \\ Z_{G_1} \end{bmatrix}.$$

Определят се координатите на центъра на въртящата двойца **H** за същото положение на механизма.

$$(2) \begin{bmatrix} X_{H_i} \\ 0 \\ Z_{H_i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_{1i} & 0 & \sin \theta_{1i} \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta_{1i} & 0 & \cos \theta_{1i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{H_1} - X_b \\ 0 \\ Z_{H_1} - Z_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_b \\ 0 \\ Z_b \end{bmatrix}.$$

От (1), (2) и условието за геометрична принуда на звеното 4 се определя функцията на положението $\psi = \psi(\varphi)$ на механизма съставен от звена 1, 4 и 5.

$$(3) \theta_{1i} = a \cos \frac{-a \cdot c \pm b \cdot \sqrt{a^2 + b^2 - c^2}}{a^2 + b^2},$$

където

$$(4) \begin{aligned} a &= 2 \cdot [(X_b - X_{G_i})(X_{H_1} - X_b) + (Z_b - Z_{G_i})(Z_{H_1} - Z_b)] \\ b &= 2 \cdot [(X_b - X_{G_i})(Z_{H_1} - Z_b) - (Z_b - Z_{G_i})(X_{H_1} - X_b)] \\ c &= (X_{H_1} - X_b)^2 + (Z_{H_1} - Z_b)^2 + (X_b - X_{G_i})^2 + (Z_b - Z_{G_i})^2 - \ell_4^2 \\ \ell_4^2 &= (X_{H_1} - X_{G_i})^2 + (Z_{H_1} - Z_{G_i})^2 \end{aligned}$$

След числено диференциране на (3) се получава първата преводна функция $\theta' = \theta'(\varphi)$. Координатите на центъра на въртящата двойца **E**, за разгледаното произволно положение на механизма имат следния вид:

$$(5) \begin{bmatrix} X_{E_i} \\ Y_{E_i} \\ Z_{E_i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_{1i} & 0 & -\sin \theta_{1i} \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta_{1i} & 0 & \cos \theta_{1i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{E_1} - X_b \\ Y_{E_1} \\ Z_{E_1} - Z_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_b \\ 0 \\ Z_b \end{bmatrix}.$$

2.2 Определяне функцията на положението и първата преводна функция на гърбичния механизъм.

Функцията на положението апроксимирана с полином съгласно фиг.1 има следния вид:

$$(6) \begin{aligned} \psi_1 &= 52^\circ, \quad \text{при } 0 \leq \varphi \leq 139,52^\circ \\ \psi_2 &= 2,506 - 1,746 \cdot \varphi + 0,260 \cdot \varphi^2 \\ &\text{при } 139,52^\circ \leq \varphi \leq 247,27^\circ \end{aligned}$$

а първата предавателна функция е :

$$(7) \begin{aligned} \varphi'_1 &= 0^\circ \\ \varphi'_2 &= -1,746 + 0,52 \cdot \varphi \end{aligned}$$

2.3 Определяне функцията на положението и първата предавателна функция на четири-звения пространствен RSSR механизъм (звена 3, 9, 6)

Определят се координатите на центъра на сферичната двойца **C**, при положение **i** на механизма.

$$(8) \begin{bmatrix} X_{C_i} \\ Y_{C_i} \\ Z_{C_i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi_i & 0 & \sin \psi_i \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \psi_i & 0 & \cos \psi_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{C_1} - X_m \\ Y_{C_1} \\ Z_{C_1} - Z_m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_m \\ 0 \\ Z_m \end{bmatrix}$$

Определят се координатите на центъра на сферичната двойца **D**, при положение **i** на механизма:

$$(9) \begin{bmatrix} X_{D_i} \\ Y_{D_i} \\ Z_{D_i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma_i & -\sin \gamma_i \\ 0 & \sin \gamma_i & \cos \gamma_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{D_1} \\ Y_{D_1} - Y_{E_1} \\ Z_{D_1} - Z_{E_1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ Y_{E_1} \\ Z_{E_1} \end{bmatrix},$$

$$(10) \begin{bmatrix} X_{D_i} \\ Y_{D_i} \\ Z_{D_i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_i & 0 & -\sin \theta_i \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta_i & 0 & \cos \theta_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{D_1} - X_b \\ Y_{D_1} \\ Z_{D_1} - Z_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_b \\ 0 \\ Z_b \end{bmatrix}$$

Като се използват (8), (10) и геометричното условие за принуда на звено 9, се получава функцията на положението на механизма.

$$(11) \gamma_{1i} = a \cos \frac{-d_i \cdot f_i \pm \sqrt{d_i^2 + e_i^2 - f_i^2}}{d_i^2 + e_i^2},$$

където

$$(12) \begin{aligned} d_i &= 2 \cdot (D_i \cdot Z_{DE} - B_i \cdot Y_{DE}) \\ e_i &= 2 \cdot (D_i \cdot Y_{DE} - B_i \cdot Z_{DE}) \\ f_i &= Y_{DE}^2 + Z_{DE}^2 + A_i^2 + B_i^2 + C_i^2 - \ell^2 \\ Y_{DE} &= Y_{D_1} - Y_{E_1} \\ Z_{DE} &= Z_{D_1} - Z_{E_1} \\ A_i &= (Z_{E_1} - Y_b) \cdot \cos \theta_{1i} + X_b - X_{C_i} \\ B_i &= Y_{E_1} - Y_{C_i} \\ C_i &= (Z_{E_1} - Y_b) \cdot \cos \theta_{1i} + Z_b - Z_{C_i} \\ D_i &= C_i \cdot \cos \theta_{1i} + A_i \cdot \sin \theta_{1i} \\ \ell^2 &= (X_{D_1} - X_{C_1})^2 + (Y_{D_1} - Y_{C_1})^2 + (Z_{D_1} - Z_{C_1})^2 \end{aligned}$$

Чрез числено диференциране се определя първата преводна функция на механизма.

2.4 Определяне функцията на положението на първата преводна функция на коляно-мотовилковия механизъм (звена 6, 7, 8).

Определят се координатите на центъра на въртящата двойца F .

$$(13) \begin{bmatrix} X_{F_i} \\ Y_{F_i} \\ Z_{F_i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma_{li} & -\sin \gamma_{li} \\ 0 & \sin \gamma_{li} & \cos \gamma_{li} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ Y_{F_i} - Y_{E_i} \\ Z_{F_i} - Z_{E_i} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_{F_i} \\ Y_{F_i} \\ Z_{F_i} \end{bmatrix},$$

Където:

$$(14) \begin{bmatrix} X_{F_i} \\ Y_{F_i} \\ Z_{F_i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_{li} & 0 & -\sin \theta_{li} \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta_{li} & 0 & \cos \theta_{li} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{F_i} + X_b \\ Y_{F_i} \\ Z_{F_i} + Z_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_b \\ 0 \\ Z_b \end{bmatrix}.$$

Като се използва (13) и (14) и геометричното условие за принуда на отсечката FK от звеното 7, се определят координатите Y_k на центъра на цилиндричната двойца 8.

$$(15) Y_{K_i} = a \pm \sqrt{a^2 - b}, \quad \text{където}$$

$$a = Y_{F_i}$$

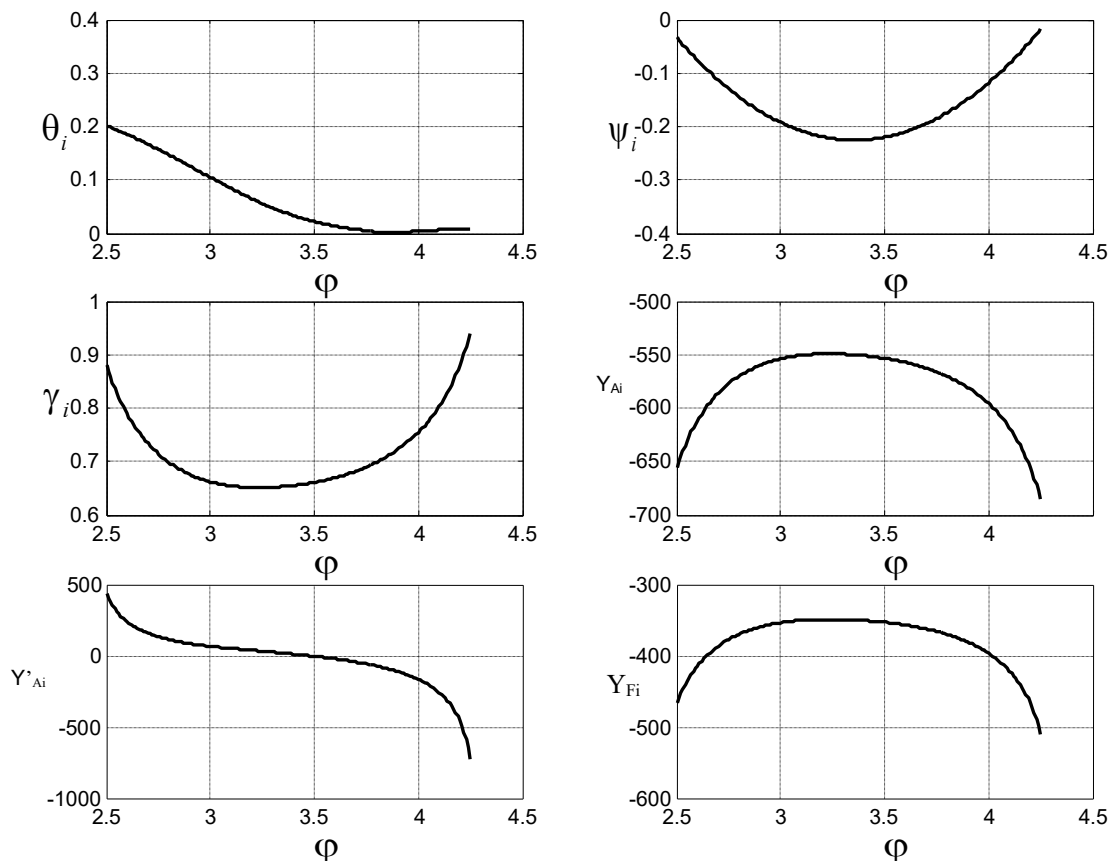
$$(16) b = (X_{K_i} - X_{F_i})^2 + Y_{F_i}^2 + (Z_{K_i} - Z_{F_i})^2 - (X_{K_i} - X_{F_i})^2 - (Y_{K_i} - Y_{F_i})^2 - (Z_{K_i} - Z_{F_i})^2$$

Функцията на положението на рапира ще бъде:

$$(17) Y_{A_i} = 2.Y_{F_i} - Y_{K_i}$$

След последващо цифрово диференциране, се определя и първата преводна функция.

Пример: Да се определят: функцията на положението и първата преводна функция, да се изчертаят съответните графики на функциите на механизма от *фиг.1* задвижващ рапирите на стан “MAV” при зададени координати на центровете на кинематичните двойци посочени на кинематичната схема в началното им положение



От Фиг. 2. до Фиг. 7.

а именно: $X_{G_1} = -75,6$ mm; $Y_{G_1} = 0$ mm; $Z_{G_1} = 65,46$ mm; $X_{H_1} = 17,6$ mm; $Y_{H_1} = 0$ mm; $Z_{H_1} = 9,5$ mm; $X_b = 480$ mm; $Y_b = 0$ mm; $Z_b = -600$ mm; $X_m = 100$ mm; $Y_m = -100$ mm; $Z_m = -100$ mm; $X_{C_1} = 480$ mm; $Y_{C_1} = -100$ mm; $Z_{C_1} = -399,44$ mm; $X_{D_1} = 480$ mm; $Y_{D_1} = -100$ mm; $Z_{D_1} = -59,44$ mm; $X_{E_1} = 480$ mm; $Y_{E_1} = -360$ mm; $Z_{E_1} = -159,44$ mm; $X_{F_1} = 480$ mm; $Y_{F_1} = -600$ mm; $Z_{F_1} = -380$ mm; $X_{K_1} = 480$ mm; $Y_{K_1} = -670$ mm; $Z_{K_1} = -600$ mm. Началната ъглова ориентация на звено 1 е $\varphi_0 = 139,11^\circ$.

След въвеждане на алгоритмите и началните условия, посочени в условието на примера, се извърши анализ на механизма. Той е извършен за интервала между двете крайни положения на ватала ($2,418 \leq \varphi \leq 4,83$).

На *фиг.2* е показана графиката на функцията на положението $\theta = \theta(\varphi)$, на ШЧМ (звена 1,4,5).

На *фиг.3* е изчертана графиката на функцията на положението $\psi = \psi(\varphi)$ на гърбичния механизъм, който осигурява престоя на нишката и вътъка и връщането им в изходно положение. На *фиг.4* е показана графиката на функцията на положението $\gamma = \gamma(\varphi)$, на КММ (звена 3, 6 и 9). На *фиг.5* е изчертана функцията на положението $Y_A = Y_A(\varphi)$, а на *фиг.6* – първите преводни функции $Y'_A = Y'_A(\varphi)$, на механизма за задвижване на рапирите.

Натрупаните масиви от данни дават възможност да се определят кинематичните параметри на звената и двоиците на механизма, ако изследванията налагат това.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Направен е кинематичен анализ на механизма за задвижване на рапирите, като са

определени функцията на положението и преводните функции посредством векторно матричния метод и методите за цифрово диференциране в Math LAB 6 for Windows.

Както се вижда от направения анализ, скоростта на прекарване на вътъчната нишка за един работен цикъл два пъти променя стойността си от нула до максимум и обратно. Това е неблагоприятно за технологичния процес и води до повишена късливост на нишката. Това се избягва, като се синтезира нов профил на гърбиците с подходящи предавателни функции и се дефазира работата на двата механизма.

REFERENCE

- [1] **Dzhivanov K., Goranova R., Kabadjov A.**, Non-classical weaving machines, Technology, 1978.
- [2] **Marinov M.**, Synthesis of planar mechanisms by finitely distant discrete positions. Author's abstract of a dissertation for obtaining a scientific and educational degree "PhD" - TU Sofia 2002, p.36.
- [3] **Marinov M.**, Synthesis of planar SCMs by discrete positions "Mechanics of Machines" 1999. page 67.
- [4] **Rusev, R.**, Structural and metric synthesis of mechanisms for weaving machines, Author's abstract of a dissertation for obtaining the degree of " PhD", TU - Sofia, 2002, 31 pages.
- [5] **Kevorkyan A.**, Textile material science and testing, Sofia, Technica, 1977.
- [6] **Artobolevsky I. I.**, Theory of Mechanisms, Nauka, Moscow, 1967.
- [7] **Harrisberger, L.**, Review of methods of structural synthesis of three-dimensional mechanisms, construction and technology of mechanical engineering, Mir, 1965.