

Dem, RDate),

де: **#IDNet** – ідентифікаційний код комунікації (№ комунікації у системі, використовується як поле зв'язку з табл. "Комунікації"); **IDBld** – ідентифікаційний код споруди комунікації; **#typeSet** – тип споруди за призначенням; **PresOn** – тиск на вході, мПа; **PressEx** – тиск на виході, мПа; **#fMng** – вид управління (неавтоматизований, автоматизований, автоматичний); **Year** – рік будівництва; **#tecStat** – технічний стан (діючий, недіючий, будується, проектується, аварійний); **Dem** – рівень зносу, %; **RDate** – дата реєстрації інформації.

На рис. 1 покажемо стратифікацію програмних засобів обробки геопросторових даних ІК з використанням реляційних.

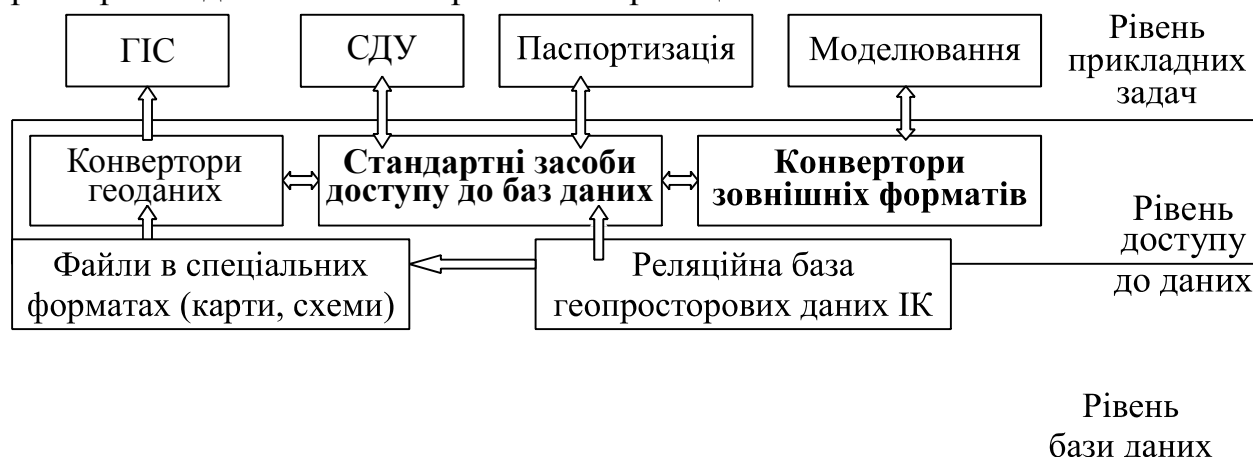


Рис. 1. Стратифікація програмних засобів обробки геопросторових даних

Запропоновані базові моделі даних ІК, орієнтовані на використання реляційних баз даних як основного засобу інтегрування даних, що дає змогу використовувати ці дані в різних прикладних задачах (від систем диспетчерського управління до гідравлічних розрахунків та моделювання комунікацій), незалежно від форматів даних конкретних інструментальних ГІС, які застосовуються як засоби вводу просторових даних, а також для відображення стану об'єктів та результатів моделювання.

Література

1. Гради Буч. Объектно-ориентированное проектирование с примерами применения/ Пер. с англ. – К.: Диалектика, 1992. – 519 с.
2. Инженерные коммуникации и геоинформационные системы (ГИС)// Доклады первого учебно-практического семинара. – М.: ГИС-Ассоциация. – 1997. – 98 с.
3. Лященко А.А. Реляционные модели и пространственная индексация геоданных// Инженерна геодезія: Наук.-техн. збірник. – 2000, вип. 43. – С. 139-149.

УДК 621.836.7 Докторант В.Р. Пасіка, канд. техн. наук – Українська АД

СИНТЕЗ КОМБІНОВАНИХ МАЛЬТІЙСЬКИХ МЕХАНІЗМІВ З КОРОМИСЛОВИМ ШТОВХАЧЕМ

Наводяться аналітичні залежності для проведення кінематичного синтезу комбінованих мальтійських механізмів з коромисловим штовхачем.

Synthesis of the Combined Maltese Mechanisms with Rocker by Pusher

In work analytical dependences are pointed for conducting kinematics synthesis of the combined Maltese mechanisms with rocker by pusher.

Мальтійські механізми наслідок своїх особливостей широко використовуються в техніці, де застосовується у поворотних пристроях блоку шпинделя в багатошпиндельних токарних верстатах, для повороту столів агрегатних станків, у пристроях автоматичної подачі матеріалів у пресах. Вони є одними з найбільш розповсюджених циклових механізмів машин-автоматів різноманітного технологічного призначення. Класичні мальтійські механізми прості, технологічні, не вибагливі в обслуговуванні, однак не уможливають довільного заздалегідь заданого закону руху хреста. До того ж, наявність початкового і кінцевого пришвидшення хреста не завжди задовольняє обмеженням на динамічні навантаження. Закон руху хреста повністю визначається міжосьовою відстанню і числом пазів на хресті.

Для усунення перелічених недоліків використовують комбіновані мальтійські механізми [1]. Одними з найбільш перспективних комбінованих мальтійських механізмів є механізми зі змінним радіусом водила, зміна якого забезпечується нерухомих кулачком. Такі механізми здатні не тільки забезпечити рух хреста за наперед заданим законом, але й уможливають вибір заданої тривалості повороту хреста, що принципово неможливо для класичних мальтійських механізмів. Окрім цього, вони здатні більш чіткіше проводити фіксацію хреста, порівняно з класичними та іншими комбінованими механізмами.

У роботі наводяться результати кінематичного синтезу комбінованих мальтійських механізмів з коромисловим штовхачем. Для прикладу, наведено результати синтезу чотирьохпазового мальтійського механізму із синусоїдним законом руху хреста. Роботи, в яких за останні 10 років проводились би подібні дослідження, авторів невідомі.

Результати синтезу комбінованих мальтійських механізмів з поступальним штовхачем доповідались на міжнародній науково-технічній конференції [2]. Відомо, що кулачкові механізми з поступальним штовхачем мають критичні кути тиску більші, ніж коромислові. Їхній к.к.д. менший, ніж у механізмах з коромисловим штовхачем. Тому, виникає закономірне запитання, а чи можливий синтез комбінованих мальтійських механізмів із коромисловим штовхачем?

На рис. 1 наведено комбінований механізм мальтійського хреста з коромис-

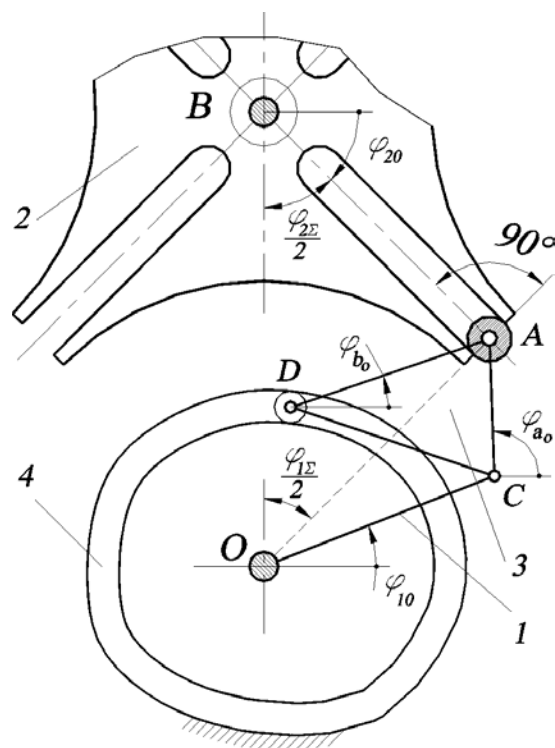


Рис. 1. Комбінований мальтійський механізм з коромисловим штовхачем

ловим штовхачем. Кривошип (води́ло) 1 передає рух додатковій ланці 3 ACD , яка пальцем A передає рух хрестові 2, а роликом D обкочує нерухомий кулачок 4. Залежно від профілю кулачка змінюватиметься рух пальця A .

Безударне входження пальця кривошипа у паз хреста можливе за умови [3], якщо їхня спільна нормаль проходить через абсолютний миттєвий центр обертання тягової ланки OC – точку O . Це означає, що в момент входження пальця у паз хреста пряма OA повинна бути перпендикулярною до осі пазу хреста AB . Дійсно, якщо побудувати за векторним рівнянням план швидкостей (рис. 2), де вектори $\vec{V}_C$, $\vec{V}_{AC}$, $\vec{V}_{A_2}$ перпендикулярні, відповідно до OC , AC , AB , а вектор відносної швидкості пальця і пазу хреста $\vec{V}_{AA_2}$ паралельний AB , то бачимо, що безударне входження

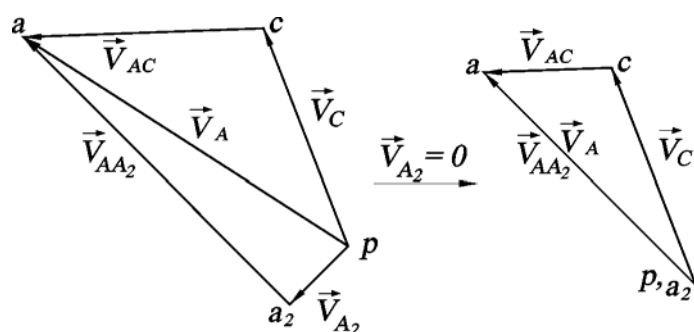


Рис. 2. План швидкостей комбінованого мальтійського механізму

пальця у паз хреста можливе тільки у випадку, коли в цей момент швидкість хреста $\vec{V}_{A_2} = 0$. У такому разі, вектори абсолютної і відносної швидкостей пальця збігаються $\vec{V}_A = \vec{V}_{AA_2}$, тобто пряма OA і вісь пазу хреста AB взаємно перпендикулярні.

Нехай довжини ланок $l_{AC} = a$, $l_{AD} = b$, $l_{CD} = c$. Відносно одиничної довжини кривошипа $l_{OA} = 1$ довжини ланок механізму становлять: $\lambda_1 = l_{OA}/l_{OA} = 1$, $\lambda_a = a/l_{OA} \equiv a$, аналогічно $\lambda_b \equiv b$, $\lambda_c \equiv c$, довжина куліси $\lambda_2 \equiv l_{AB}$, відстань між опорами $\lambda_0 \equiv l_{OB}$. Початкові кути нахилу кривошипа і сторони AC позначимо, відповідно, φ_{10} і φ_{a0} .

Для визначення цих кутів розглянемо трикутники OAC і OAB , де $\triangle OAB$, згідно з висновками рис. 2, прямокутний. Тому, враховуючи, що $\lambda_{OA} = \lambda_0 \sin(\pi/z)$, з $\triangle OAC$ за теоремою косинусів визначаємо початковий кут нахилу води́ла OC

$$\varphi_{10} = \arcsin \frac{1 - \lambda_a^2 + \lambda_0^2 \sin^2(\pi/z)}{2\lambda_0 \sin(\pi/z)} - \frac{\varphi_{1\Sigma}}{2}.$$

За теоремою синусів з $\triangle OAC$ визначаємо кут $\angle ACO$ $\angle ACO = \arcsin \frac{\lambda_0 \sin(\pi/z)}{\lambda_a} \cos\left(\frac{\varphi_{1\Sigma}}{2} + \varphi_{10}\right)$, а потім і початковий кут нахилу AC $\varphi_{a0} = 180 + \varphi_{10} - \angle ACO$.

Далі надаємо переміщення води́лу φ_1 і хресту φ_2 і визначаємо отримані кутове переміщення φ_a ланки ACD і довжину куліси λ_2 . Для цього записуємо векторний контур $\vec{\lambda}_0 + \vec{\lambda}_2 = \vec{\lambda}_1 + \vec{\lambda}_a$ і проектуємо його на осі нерухомої правої системи координат, початок якої збігається з віссю обертання кривошипа:

$$\left. \begin{aligned} x: \quad & \lambda_2 \cos(\varphi_{20} - \varphi_2) = \cos(\varphi_{10} + \varphi_1) + \lambda_a \cos(\varphi_{a0} + \varphi_a), \\ y: \quad & \lambda_0 + \lambda_2 \sin(\varphi_{20} - \varphi_2) = \sin(\varphi_{10} + \varphi_1) + \lambda_a \sin(\varphi_{a0} + \varphi_a) \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

де $\varphi_{20} = \pi(2 - z)/2z$, z – кількість пазів на хресті.

Після проведення тригонометричних перетворень отримуємо квадратне рівняння відносно λ_2 , розв'язок якого дорівнює $\lambda_2 = -k_1/2 - \sqrt{k_1^2/4 - k_2}$, де коефіцієнти $k_1 = 2[\sin(\varphi_{10} + \varphi_1 - \pi/z + \varphi_2) - \lambda_0 \cos(\pi/z - \varphi_2)]$, $k_2 = 1 + \lambda_0^2 - \lambda_a^2 - 2\lambda_0 \sin(\varphi_{10} + \varphi_1)$.

З другого рівняння системи (1) визначаємо кут повороту ланки ACD

$$\varphi_a = \arcsin \frac{\lambda_0 - \lambda_2 \cos(\pi/z - \varphi_2) - \sin(\varphi_{10} + \varphi_1)}{\lambda_a} - \varphi_{a0}.$$

Далі переходимо до визначення такого вектора-радіуса кулачка $\vec{\lambda}_r \equiv \vec{l}_{OD}$, який забезпечив би поворот хреста за вибраним заздалегідь законом $\varphi_2 = \varphi_2(t)$.

Записуємо векторний контур $\vec{\lambda}_0 + \vec{\lambda}_2 = \vec{\lambda}_r + \vec{\lambda}_b$ і проектуємо його на осі нерухомої правої системи координат:

$$x: \quad \lambda_r \cos(\varphi_r) = \lambda_2 \cos(\varphi_{20} - \varphi_2) - \lambda_b \cos(\varphi_{b0} + \varphi_b),$$

$$y: \quad \lambda_r \sin(\varphi_r) = \lambda_0 + \lambda_2 \sin(\varphi_{20} - \varphi_2) - \lambda_b \sin(\varphi_{b0} + \varphi_b)$$

З $\triangle ACD$ (рис. 3) визначаємо кут $\varphi_{b0} = \varphi_{a0} - \alpha$, де кут $\alpha = \arccos \frac{\lambda_a^2 + \lambda_b^2 - \lambda_c^2}{2\lambda_a \lambda_b}$.

Кут $\varphi_b = \varphi_a$.

З останньої системи рівнянь, поділивши друге рівняння на перше, визначаємо кут нахилу радіуса-вектора профілю кулачка до осі абсцис

$$\operatorname{tg}(\varphi_r) = \frac{\lambda_0 + \lambda_2 \sin(\varphi_{20} - \varphi_2) - \lambda_b \sin(\varphi_{a0} - \alpha + \varphi_a)}{\lambda_2 \cos(\varphi_{20} - \varphi_2) - \lambda_b \cos(\varphi_{a0} - \alpha + \varphi_a)}.$$

Якщо $\varphi_r \neq 0$ або $\varphi_r \neq \pm\pi$ то радіус кулачка обчислюємо за виразом

$$\lambda_r = \frac{\lambda_0 + \lambda_2 \sin(\varphi_{20} - \varphi_2) - \lambda_b \sin(\varphi_{a0} - \alpha + \varphi_a)}{\sin(\varphi_r)},$$

а якщо $\varphi_r \neq \pm\pi/2$ то за таким:

$$\lambda_r = \frac{\lambda_2 \cos(\varphi_{20} - \varphi_2) - \lambda_b \cos(\varphi_{a0} - \alpha + \varphi_a)}{\cos(\varphi_r)}.$$

Таким чином, синтезовано радіус-вектор профілю кулачка, який забезпечує повороту мальтійського хреста за наперед заданим законом.

На рис. 4 наведено синтезований теоретичний профіль частини нерухомого кулачка 4, при якому рух хреста відбувається за

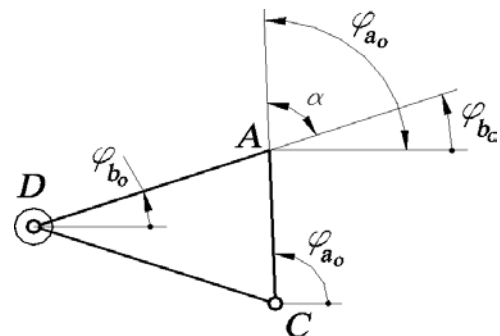


Рис. 3. До визначення початкового кута φ_{b0}

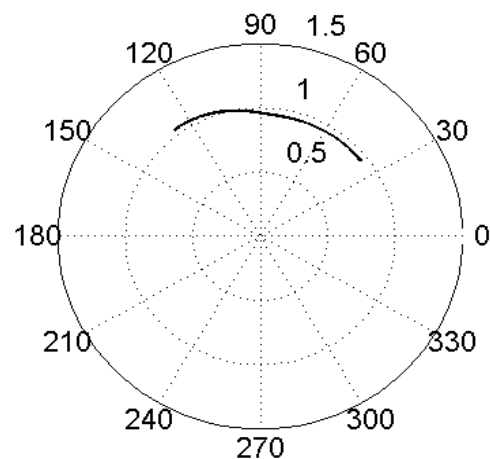


Рис. 4. Синтезований профіль кулачка для синусоїдного руху хреста при числі пазів $z=4$

синусоїдним законом, що принципово неможливо для класичних мальтійських механізмів. Синтез проводився за таких параметрів: $\lambda_a = 0.15$, $\lambda_b = 0.15$, $\lambda_c = 0.05$, $z = 4$. Як бачимо, синтезований профіль випуклий, а різниця між максимальним і мінімальним значеннями радіуса-вектора дорівнює

$$\delta r = 1.048 - 0.95017 = 0.0964,$$

що становить 10,1 % від початкового значення. Обчислені початкові кути нахилу ланок дорівнюють: початковий кут нахилу води́ла $\varphi_{10} = 36.8^\circ$, ланки АС – $\varphi_{a0} = 117^\circ$.

Висновки

- отримано аналітичні залежності для синтезу комбінованих мальтійських механізмів з коромисловим штовхачем;
- показано, що реальний синтез комбінованих мальтійських механізмів з коромисловим штовхачем можливий.

Література

1. Фишин М.Е. Расчет механизмов транспортно-подающих систем полиграфических машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 256 с.
2. Пасіка В.Р. Регулювання часу повороту хреста в комбінованих мальтійських механізмах. Міжнародна наук.-техн. конференція: "Надежность и долговечность приводных механизмов и машин". Севастополь, 5-8 вересня. – 2005. – 10 с.
3. Кухаренко П.Г. Систематика кулисно-рычажных механизмов прерывистого движения// Сб.: Анализ и синтез механизмов. – К.: Наука. – С. 127-141, 1970.

УДК 630.0370

Проф. М.П. Мартинців¹, д-р техн. наук;
інж. І.В. Бичинюк¹ – НЛТУУ

АНАЛІЗ СХЕМ ТА РОЗРАХУНОК ОПОР ПІДВІСНИХ КАНАТНИХ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК

Виконано аналіз схем існуючих кінцевих та проміжних опор канатних лісо-транспортних установок. Запропоновано розрахункову схему та методику розрахунку опор, а також практичні рекомендації для вибору їх основних параметрів.

Prof. M.P. Martynciv; eng. I.V. Bychynyuk – NUFWT of Ukraine

Analysis of charts and calculation of the supports of suspended cable timbertransporting plants

The analysis of charts of existent eventual and intermediate supports of cable timbertransporting plants is executed. A calculation chart and method of calculation of supports and practical recommendations for the choice of their basic parameters is offered.

Підвісні канатні установки широко використовуються в усіх країнах світу, які освоюють гірські ліси [1-3]. Вони забезпечують правильне транспортування деревини не пошкоджуючи підріст та ґрунтовий покрив, а також мають мінімальну метало- та енергоємність порівняно з іншими видами первинного транспортування деревини.

¹ НЛТУУ, вул. ген. Чупринки 103, каф. прикладної механіки, м. Львів, 79057, Тел. роб.: (032) 233-96-57, E-mail: igor_b@bigmir.net