

Р.В. АМБАРЦУМЯНЦЬ, М.І. СУББОТИНА, С.В. ТУТАЄВ
Одеська національна академія харчових технологій

ОСОБЛИВОСТІ КУЛІСНОГО ПЕРЕТВОРЮВАЧА РУХУ ІМПУЛЬСНОГО РЕДУКТОРА

Виконаний кінематичний аналіз імпульсного редуктора з кулісним перетворювачем руху та двома зубчастими механізмами, у якому ведений вал отримує односпрямовані імпульси від механізму вільного ходу (МВХ). Особливістю редуктора є передача двох імпульсів руху протягом одного обороту входної ланки. Виконано аналітичне та чисельне дослідження кінематики руху ланок на чотирьох окремих етапах протягом циклу. Розглянуті зміни кутів повороту та аналогів кутової швидкості куліси-шатуна та аналог кутової швидкості веденого валу. Зміна розмірів перетворюючого кулісного механізму і конструктивних параметрів МВХ дозволяє отримувати різноманітні закони руху вихідного валу редуктора.

Ключові слова: механізм вільного ходу, куліса, кінематика передачі, аналог швидкості, нерівномірність руху.

R.V. AMBARCUMYANC, M.I. SUBBOTINA, S.V. TUTAIEV
Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa. Ukraine

FEATURES OF THE ROCKER CONVERTER OF THE MOVEMENT OF THE PULSE REDUCER

A feature of pulse reducers with a free-wheeling mechanism (FWM) is the ability to provide high transmission ratios. In this case, it is possible to obtain uniform rotation of the driven shaft or rotation with a given unevenness, which is expedient for many technological processes.

In the given design of the pulse reducer, the crank mechanism and two gear mechanisms are used in the form of the converters of the mechanical movement. The driven shaft, combined with the internal sprocket of FWM, receives unidirectional motion pulses. In a kinematic research, there is a need to consider the combination of two components of the flat movement of the connecting rod, made in the form of a fork-rocker. The motion cycle of links of the mechanism can be divided into four stages, which correspond to unequal intervals of the change in the position of the crank. The beginning of the cycles of the rotational and translational components of movement of a rod do not coincide. The rotation of each gear wheel is carried out unequally during the cycle, and at separate stages in opposite directions. In this case, the working or idling motion of the FWM can occur. Analytical research of kinematic characteristics of links during each cycle stage was executed. Numerical studies of changes in the rotation angles and analogues of the angular velocity of the connecting rod have been carried out. Analysis of analogue of angular velocity of driven shaft of the reducer was performed.

The design of the reducer transmits one or two impulses of movement during one turn of the input link. To determine the law of motion of the output shaft, an analysis of each of the four stages of the movement of the links in the cycle is required. The required law of motion of the output shaft of the reducer can be obtained by a combination of various sizes of the transforming rocker mechanism and structural parameters of the FWM.

Keywords: free-wheeling mechanism, rocker mechanism, transmission kinematics, speed analogue, uneven movement.

Імпульсні редуктори займають особливе місце серед передаточних механізмів, які забезпечують великі значення передаточного відношення. На практиці застосовують, як правило, комбіновані зубчасті передачі, до складу яких входять черв'ячні та хвильові передачі. Головним недоліком черв'ячних передач є великі втрати на тертя (при великих передаточних відношеннях втрати досягають 90%), для зменшення яких потрібне використання дорогих кольорових металів. Під час використання хвильових передач треба мати на увазі складність виготовлення гнучкого колеса, обмеження числа циклів його роботи завдяки втомній деформації останнього.

В цьому плані вигідно відрізняються імпульсні редуктори, які мають більш високий коефіцієнт корисної дії та дозволяють отримати порівняльно великі значення передаточних відношень – від декількох сотень до навіть більше від тисячі [1]. У них ведений вал отримує крокові односпрямовані імпульси від механізму вільного ходу (МВХ). Особливістю імпульсних редукторів є можливість отримати рівномірне обертання веденого валу з низькою швидкістю, або обертання з заданою нерівномірністю, що для багатьох технологічних процесів є доцільним.

Дослідниками розроблені ряд конструкцій перетворювачів руху – імпульсних редукторів, у яких одним і тим самим МВХ забезпечується два імпульсу, що призводить до виключення паузи між сусідніми імпульсами і підвищення рівномірності обертання веденого валу редуктора. Одна з таких конструкцій імпульсного редуктора наведена в роботі [2], у якому в якості перетворювачів механічного руху використовується кривошипний кулісний та зубчастий механізми. У шарнірі С встановлений ведений вал МВХ з внутрішньою зірочкою, на якій встановлені дві однакові зовнішні обойми, які забезпечені зовнішніми циліндричними зубчастими вінцями.

Шатун 2 виконаний у вигляді вилки куліси (рис. 1), що утворює вищу кінематичну пару з зовнішньою обоймою МВХ та обладнана двома протилежно розташованими зубчастими рейками 3, 4, які зачеплені з зовнішніми вінцями обойм 5, 6. Зовнішні обойми 5, 6 зачеплені з зубчастими рейками 3 і 4 відповідно та сумісно з шатуном 2 коливаються на кут ψ . При цьому рух веденого валу 7 редуктора передається виключно в одному напрямку (наприклад, проти годинникової стрілки, як на схемі).

Розглянемо передачу руху від кривошипу 1 зубчастій обоймі 5 МВХ протягом циклу. Для встановлення дійсної картини кінематики даного механізму завдяки плоскому руху шатуна-куліси потрібно

аналізувати закон руху кожної обойми як результат суми двох рухів – від обертальної та поступальної складових руху куліси.

Позначимо ψ_r – кут повороту зовнішньої обойми 5 від обертальної складової переміщення куліси відносно точки C , ψ_p – кут повороту зовнішньої обойми 5 від поступальної складової переміщення куліси з зубчатою рейкою 3 на величину s відносно точки C . Таким чином, при передачі руху обойма повертається на кут

$$\psi = \psi_r + \psi_p \tag{1}$$

При цьому аналог повної кутової швидкості обойми MBX складає

$$\psi' = \frac{d\psi}{d\varphi} = \psi'_r + \psi'_p \tag{2}$$

де $\psi'_r = \frac{d\psi_r}{d\varphi}$ – аналог кутової швидкості обойми MBX завдяки обертальній складовій переміщення куліси; $\psi'_p = \frac{d\psi_p}{d\varphi}$ – аналог кутової швидкості обойми MBX завдяки поступальній складовій переміщення куліси; φ – кут повороту кривошипу.

Особливість передачі руху зубчастій обоймі складається у тому, що протягом одного обороту кривошипа завдяки обертальній та поступальній складовим руху куліси-шатуна обертання кожної зубчастої обойми утворюється неоднаково, а на окремих етапах циклу спрямовано у протилежних напрямках.

Доцільно в цьому випадку аналізувати зміни кутів повороту та аналогів кутових швидкостей відповідно виразів (1) та (2).

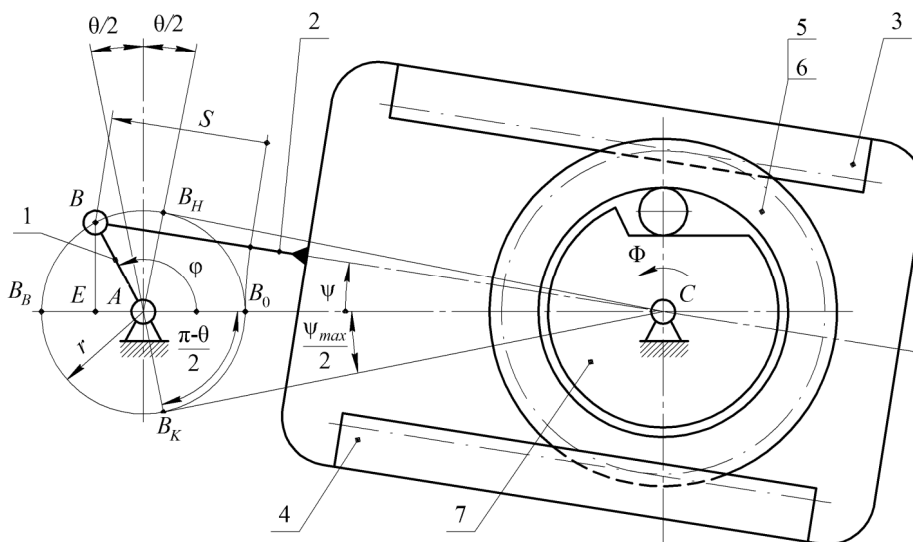


Рис. 1. Кінематична схема імпульсного редуктора

Позначимо: B_k, B_n – положення центру шарніра B , відповідні крайнім положенням шатуна; B_0, B_e – положення центру шарніра B , відповідні нульовому та максимальному значенню s_{max} поступального переміщення s куліси (див. рис. 1).

Під час дослідження кінематики ланок механізму можна виділити чотири етапи в циклі: OH, HB, BK, KO , яким відповідають чотири інтервали зміни положення кривошипу. Кути повороту кривошипу протягом відповідних етапів складають

$$\varphi_{OH} = \varphi_{KO} = (\pi - \theta) / 2; \varphi_{HB} = \varphi_{BK} = (\pi + \theta) / 2,$$

де θ – кут, що характеризує коефіцієнт середньої швидкості куліси.

Результати аналізу руху ланок на кожному етапі представлені у таблиці 1.

При зміні кута повороту кривошипа в інтервалі $\varphi = 0 \div (\pi - \theta) / 2$ (етап OH) здійснюється поворот куліси за годинниковою стрілкою та одночасно починається рух зубчатої рейки куліси вгору, що викликає обертання обойми у протилежному напрямку.

У подальшому переміщенні рейки вгору при зміні кута повороту кривошипа в інтервалі $\varphi = (\pi - \theta) / 2 \div \pi$ (етап HB) здійснюється поворот куліси проти годинникової стрілки.

Тобто на етапі HB напрями обертання співпадають, аналоги додатні і вони підсумовуються.

На етапі BK вони мають різні знаки і віднімаються. На етапі KO обидва аналога від’ємні і сума має від’ємний знак. На етапах OH та BK аналоги мають різні знаки і сума аналогів може мати або додатній, або від’ємний знак залежно від того, який з аналогів кутових швидкостей перевищує інший.

Якщо ведений вал на етапі *HB* отримує від обойми 5 робочий імпульс, то на ділянці *OH* можливий робочий імпульс при $\dot{\Psi}_p > \dot{\Psi}_r$, або холостий хід *MBX* та зупинка валу при $\dot{\Psi}_p < \dot{\Psi}_r$.

На етапі *BK* при $\dot{\Psi}_p < \dot{\Psi}_r$ обойма має робочий імпульс і не має при $\dot{\Psi}_p > \dot{\Psi}_r$. На етапі *KO* $\dot{\Psi}_p$ і $\dot{\Psi}_r$ від'ємні, отже ведений вал не одержує робочий імпульс.

Таблиця 1

Характеристики етапів руху ланок у циклі

Характеристики етапу	Позначення етапів руху ланок			
	<i>OH</i>	<i>HB</i>	<i>BK</i>	<i>KO</i>
Інтервал зміни кута повороту φ кривошипа	$0 \div (\pi - \theta) / 2$	$(\pi - \theta) / 2 \div \pi$	$\pi \div (3 \cdot \pi + \theta) / 2$	$(3 \cdot \pi + \theta) / 2 \div 2 \cdot \pi$
Аналог кутової швидкості зубчастой обойми <i>MBX</i>	$\dot{\Psi}_{OH} = -\dot{\Psi}_r + \dot{\Psi}_p$	$\dot{\Psi}_{HB} = \dot{\Psi}_r + \dot{\Psi}_p$	$\dot{\Psi}_{BK} = \dot{\Psi}_r - \dot{\Psi}_p$	$\dot{\Psi}_{KO} = -\dot{\Psi}_r - \dot{\Psi}_p$

Аналогічна розглянутої картина передачі руху спостерігається і для обойми 6.

Початки циклів обертальної і поступальної складових руху куліси та відповідно зубчастих обойм *MBX* не співпадають. Зміщення кута повороту кривошипа між положеннями зубчастой обойми на початку руху у обертальній і поступальній складових руху складає $(\pi - \theta) / 2$.

Приймаємо, що кривошип обертається в напрямку проти годинникової стрілки.

Відповідно до прийнятих на рис. 1 позначеннях розмірів ланок: l_{AB} – довжина кривошипа *AB*, l_{AC} – довжина стойки *AC*, l_{BC} – змінна довжина шатуна *BC* при умові, що $l_{AC} > l_{AB}$. Використовуємо у подальшому відносні довжини ланок $1 = l_{AC} / l_{AC}$; $q = l_{BC} / l_{AC}$. Позначимо відносну довжину кривошипа

$$r = l_{AB} / l_{AC} = \sin(\Psi_{\max} / 2) = \sin(\theta / 2),$$

де Ψ_{\max} – кут розмаху куліси відносно центру *C*;

$$\Psi_{\max} = 2 \cdot \arcsin(r); \theta = \Psi_{\max}.$$

Кут повороту Ψ_r куліси *BC* відносно стойки визначається за допомогою співвідношення

$$\operatorname{tg} \Psi_r = \frac{(EB)}{(EC)} = \frac{r \cdot \sin \varphi}{1 - r \cdot \cos \varphi}. \quad (3)$$

Цикл обертальної складової руху куліси з закріпленою зубчастою рейкою починається з повороту за годинниковою стрілкою з положення *B_kC*. Кривошип при крайньому лівому положенні куліси займає положення *AB_k* під кутом $(\pi - \theta) / 2$ до вертикалі (див. рис. 1).

Цикл поступальної складової руху рейки куліси починається при іншому положенні кривошипа *AB₀* – вертикальному нижньому. Тому для запису закону руху рейки зручно встановити за початкове вертикальне нижнє положення кривошипу ($\varphi_0 = 0$).

Для визначення залежності $\Psi_p = \Psi_p(\varphi)$ необхідно знайти величину поступального переміщення $s(\varphi)$ куліси-рейки відносно центра шарніра *C*. Позначимо відносну змінну довжину шатуна $l_{BC} = q$. При обертанні кривошипа на кут π довжина шатуна від положення *CB₀* до *CB_e* змінюється в інтервалі $(1 - r) \leq q \leq (1 + r)$ (див. рис. 1). Таким чином, при довільному значенні довжини шатуна q величину відносного поступального переміщення шатуна можна представити як

$$s = q - (1 - r). \quad (4)$$

3 $\triangle BEC$ можна отримати вираз для відносної довжини шатуна у довільному положенні

$$q(\varphi) = \sqrt{1 - 2r \cdot \cos(\varphi) + r^2}.$$

Переміщення зубчастой рейки куліси відповідно поступальній складовій руху становить

$$s(\varphi) = r - 1 + \sqrt{1 - 2r \cdot \cos(\varphi) + r^2}. \quad (5)$$

Зміна кута повороту зубчастой обойми радіусом R_{MBX} завдяки поступальному руху зубчастой рейки визначається відповідно виразу:

$$\Psi_p(\varphi) = s(\varphi) / R_{MBX}.$$

Рейкове зубчасте зачеплення шатуна з обоймами MBX забезпечує можливість повороту кожної обойми навкруг точки C на кут

$$\psi_p(\varphi) = [r - 1 + \sqrt{1 - 2r \cdot \cos(\varphi) + r^2}] / R_{MBX} \quad (6)$$

Для аналізу результативного руху обираємо початкове положення ланок відповідно положенню AB_0 кривошипа та змістимо відповідно початок графіків переміщення $\psi_r(\varphi)$ та аналогу швидкості $\psi'_r(\varphi)$. Зміна кута повороту куліси складає

$$\psi_r(\varphi) = \theta / 2 - \arctg\left(\frac{r \cdot \sin \varphi}{1 - r \cdot \cos \varphi}\right) \quad (7)$$

Зазначимо, що з виразів (7) та (8) випливає висновок: кут повороту ψ_r залежить від основних розмірів кулісного механізму – довжини кривошипу AB , центрної відстані AC , але кут ψ_p залежить також і від діаметру зовнішньої обойми MBX.

Аналог кутової швидкості обойм MBX від поступального руху рейки визначається з (6)

$$\psi'_p(\varphi) = \frac{r \cdot \sin \varphi}{R_{MBX} \cdot \sqrt{1 - 2 \cdot r \cdot \cos \varphi + r^2}} \quad (8)$$

Аналог кутової швидкості від обертального руху куліси отримаємо з (7):

$$\psi'_r(\varphi) = \frac{r \cdot (1 - \cos \varphi)}{1 - 2 \cdot r \cdot \cos \varphi + r^2} \quad (9)$$

На рис. 2, 3 представлені графіки зміни кутів $\psi_r(\varphi), \psi_p(\varphi)$ та аналогів швидкостей $d\psi_r(\varphi) = \psi'_r(\varphi)$ і $d\psi_p(\varphi) = \psi'_p(\varphi)$ залежно від кута повороту вхідної ланки φ . Графіки побудовані при таких розмірах ланок важільного механізму та зовнішньої обойми MBX: $l_{AB} = 10$ мм; $l_{AC} = 140$ мм; $R_{MBX} = 50$ мм.

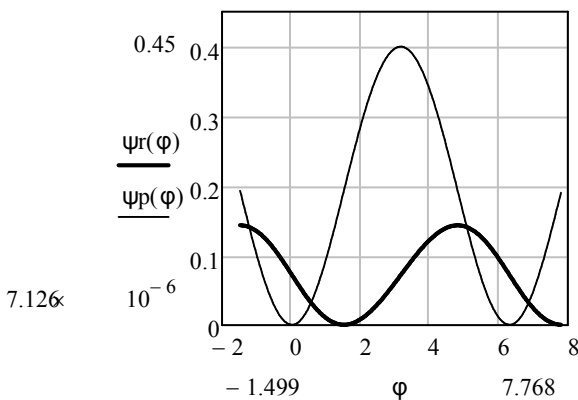


Рис. 2. Графіки співвідношення положень зубчастої обойми MBX від обертальної та поступальної складових руху куліси ($r = 0,01$ м; $R_{MBX} = 0,05$ м)

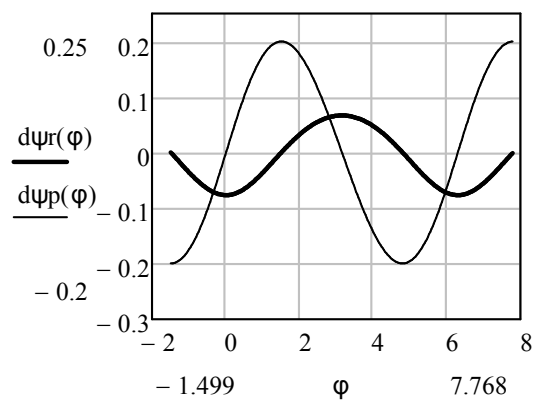


Рис. 3. Графіки аналогів кутової швидкості обойми MBX від обертальної та поступальної складових руху куліси ($r = 0,01$ м; $R_{MBX} = 0,05$ м)

В результаті аналізу кінематики кожного етапу руху обойм 5 і 6 MBX відповідно до формул для ψ' з таблиці 1 та формул (8) і (9) визначається характер зміни аналога кутової швидкості $\Phi'(\varphi) = \frac{d\Phi}{d\varphi}$ вихідного валу:

$$\Phi'(\varphi) = \begin{cases} \psi'_5(\varphi) & \text{при робочому ході обойми 5 MBX,} \\ \psi'_6(\varphi) & \text{при робочому ході обойми 6 MBX.} \end{cases}$$

Тривалість робочих імпульсів MBX, тобто інтервал зміни кута повороту кривошипа, на окремих етапах руху у циклі має різні значення залежно від розмірів ланок.

Зміна аналога кутової швидкості веденого валу може мати вигляд як на рис. 4. Наприклад, при розмірах ланок: $r = 0,01$ м і $R_{MBX} = 0,05$ м за один оборот кривошипа ($\varphi = 2 \cdot \pi$) ведений вал отримує два імпульси руху.

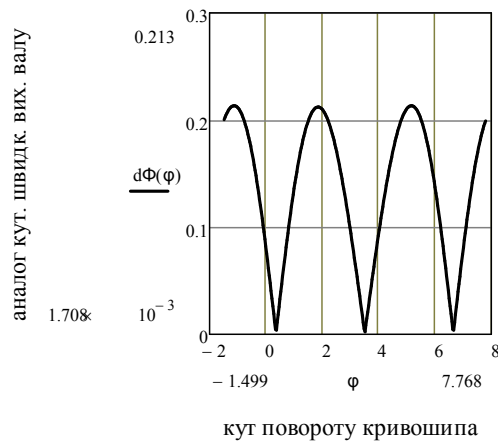


Рис. 4. Графік аналога кутової швидкості веденого валу редуктора ($r=0.01$ м; $R_{MBX}=0.05$ м)

При цьому початок робочого ходу MBX зміщений відносно початку відліку кута φ . Крім того, час розгону і час зменшення кутової швидкості валу в кожному імпульсі відрізняються.

Висновки

Дослідження руху ланок механізму на протязі повного циклу руху показують, що зовнішні обойми 5 та 6 MBX протягом одного циклу роботи можуть отримати від перетворюючого важільно-зубчастого механізму або один, або два робочих імпульси.

Закон руху веденого валу відтворюється в залежності від геометричних розмірів перетворюючого кулісного механізму та від конструктивних параметрів зовнішніх обойм 5 і 6. MBX.

Для визначення законів руху веденого валу розглянутого редуктора необхідно проводити аналіз руху ланок кожного з чотирьох окремих інтервалів зміни положення кривошипу за цикл.

Виконаний аналіз кінематики ланок редуктора викликає інтерес до подальшого дослідження даного перетворювача руху. Поєднання в даній конструкції різних розмірів ланок важільного, зубчастого механізмів та конструктивних параметрів MBX дозволяє отримувати різноманітні закони руху вихідного валу імпульсного редуктора.

Література

1. Архангельский Г.В. Импульсные редукторы / Г.В. Архангельский. – Одесса : Наука и техника, 2009. – 76 с.
2. Пат. 63938 Україна, МПК (2011.01) F 16 H 29/00. Импульсный редуктор / Амбарцумянц Р.В., Субботіна М.І. ; ОНАХТ. – № u201103684 ; заявл. 28.03.2011 ; опубл. 25.10.2011 ; Бюл. № 20, 2011 р.

References

1. Arkhangelsk G.V. Pulse reducers / G.V. Arkhangelsky - Odessa: Science and Technology, 2009. - 76 p.
2. Pat. 63938 Ukraine, IPC (2011.01) F 16 H 29/00. Impulse gearbox / Ambartsumyants R.V., Subbotina M.I.; ONAHT. - No.u201103684; declared 03/28/2011; publ. 10/25/2011; Bull. No. 20, 2011.

Рецензія/Peer review : 10.03.2020 р.

Надрукована/Printed : 16.6.2020 р.

Рецензент: Гладушняк О. К.