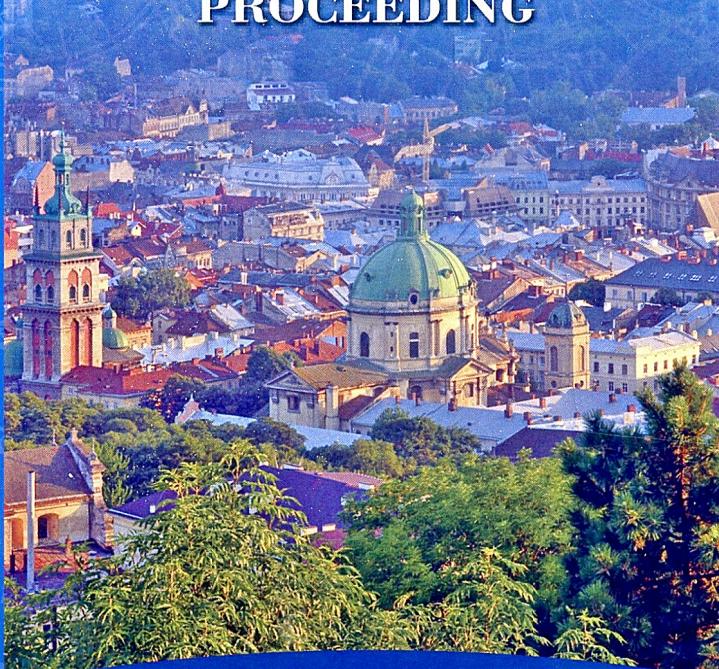


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»  
УКРАЇНСЬКЕ ТОВАРИСТВО З МЕХАНІКИ РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ  
НАУКОВЕ ТОВАРИСТВО ІМЕНІ ШЕВЧЕНКА  
РЕДАКЦІЯ ЖУРНАЛУ «МАШИНОЗНАВСТВО»



**10-й МІЖНАРОДНИЙ СИМПОЗІУМ  
УКРАЇНСЬКИХ ІНЖЕНЕРІВ-МЕХАНІКІВ  
У ЛЬВОВІ  
ПРАЦІ**

**10-th International Symposium of Ukrainian  
Mechanical Engineers in Lviv  
PROCEEDING**



**Львів  
25 — 27 травня 2011 р**

Таким чином, впровадження певної компонувальної схеми автоматичного гідростатичного трансформатора в трансмісію згідно відповідних вимог забезпечить її ефективну роботу, а також покращить надійність і економічність.

1. Патент України на винахід № 81150 С2, МПК B60K17/10, F16H39/00, 41/00. Автоматичний об'ємно-реактивний гідротрансформатор / Г.М.Данилишин (Україна). Опубл. 10.12.2007, Бюл. № 20. – 5 с. 2. Патент України на винахід № 82748 С2, МПК B60K17/10, F16H39/00, 41/00. Автоматичний гідростатичний трансформатор / Г.М.Данилишин, О.Г.Данилишин (Україна). Опубл. 10.01.2008, Бюл. № 1. – 5 с.

УДК 621.1

## АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ ДЕБАЛАНСУ РЕАКТИВНО-ІНЕРЦІЙНОГО БЛОКУ ІНЕРЦІЙНОГО ТРАНСФОРМАТОРА КРУТНОГО МОМЕНТУ

ANALYTICAL RESEARCH OF KINEMATICS OF A REACTIVE INERTIAL BLOCK UNBALANCE OF A TORQUE INERTIAL TRANSFORMER

Василь Каретін

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пуллюя  
Україна, 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56

*The kinematics of a reactive inertial block' unbalance is considered. The effect of a movable reactive link on the regimes of a whole block rotation is revealed. The results of analytical research and its graphic interpretation are obtained by means of MathCAD relative operators.*

Вимоги до транспортних засобів передбачають широке впровадження безступінчастих трансмісій на сучасному етапі розвитку автомобілебудування, що при застосуванні засобів автоматизації, дозволяє чітко узгоджувати швидкість і крутний момент під навантаженням. Перспективним в цьому плані є використання безступінчастої передачі силового потоку, яке можливе тільки за наявності в кінематичному ланцюгові хоча б однієї передачі з рухомими осями. Тому доцільним є застосування планетарних (диференціальних) механізмів в інерційному трансформаторі.

Об'єктом дослідження є неповний конічний диференціальний механізм з рухомим реактивним зубчастим колесом та дебалансами, змонтованими на сателітах.

Оскільки в кінематичному ланцюгові при наявності неповного зубчастого диференціального механізму, відсутні чіткі кінематичні співвідношення між ланками, то очевидна необхідність дослідження кінематичних передумов що вносять однозначність в їх відносний рух. Для зменшення і спрощення розрахунків, розглядалась узагальнена модель неповного зубчастого диференціального механізму (рис. 1, а) з рухомим реактивним центральним конічним зубчастим колесом 2, що обертається навколо центральної осі, яка проходить через діаметр основи його середнього конуса та одним дебалансом, що конструктивно виконується у вигляді сателіта 1.

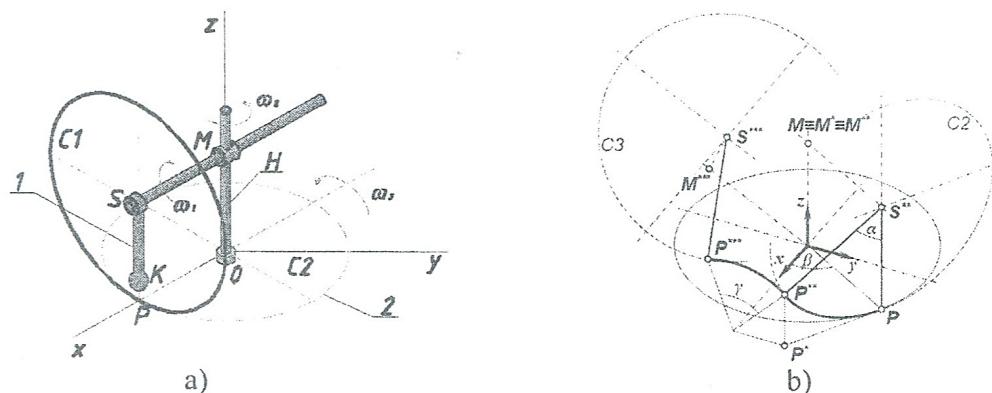


Рис. 1. Узагальнена модель

Оскільки кінематичні співвідношення між ланками в цьому механізмі однозначні тільки для реактивно-інерційного блоку (конічні зубчасті колеса 1, 2 та водило  $H$ ) то очевидно, що при  $z_1=z_2$ ,  $\alpha(t)=\omega_1 t=\beta(t)=\omega_H t$ . Крім того, обертання реактивно-інерційного блоку навколо центральної осі не впливає на відносний рух вказаних ланок, тому допустима умова  $\alpha(t)=\beta(t)=\gamma(t)$ .

Таким чином, розглядаємо складний комбінований рух розбалансованої маси як суперпозицію трьох базових рухів (рис. 1, b): обертання площини  $C1$  навколо осі  $(SM)$ ; обертання осі  $(SM)$  навколо осі  $(0M)$ ; обертання площини  $C3$  навколо осі  $(0x)$ .

Слід зазначити що при встановлені аналітичних залежностей кути  $\alpha, \beta, \gamma$  приймались нескінченно малими. В результаті дослідження встановлено кінематичні параметри дебалансу, що здійснює рух як навколо двох (рис. 2, a), так і навколо трьох осей (рис. 2, b).

$$\begin{cases} x_p = \cos \omega t \pm \frac{1}{2} \sqrt{D} \\ y_p = \frac{1 - \cos \omega t}{\sin \omega t} \left( \cos \omega t \pm \frac{1}{2} \sqrt{D} \right) \cdot \cos \omega t - (\cos \omega t + 1) \sin \omega t, \\ z_p = \frac{1 - \cos \omega t}{\sin \omega t} \left( \cos \omega t \pm \frac{1}{2} \sqrt{D} \right) \cdot \sin \omega t - (\cos \omega t + 1) \cos \omega t \end{cases}, \quad (1)$$

$\sqrt{D}=2\sin^2 \omega t$ . Знак “+” чи “-” визначається напрямком повороту  $\alpha, \beta, \gamma$  за чи проти годинникової стрілки, а тому система рівнянь визначає  $2^3=8$  можливих варіантів обертання.

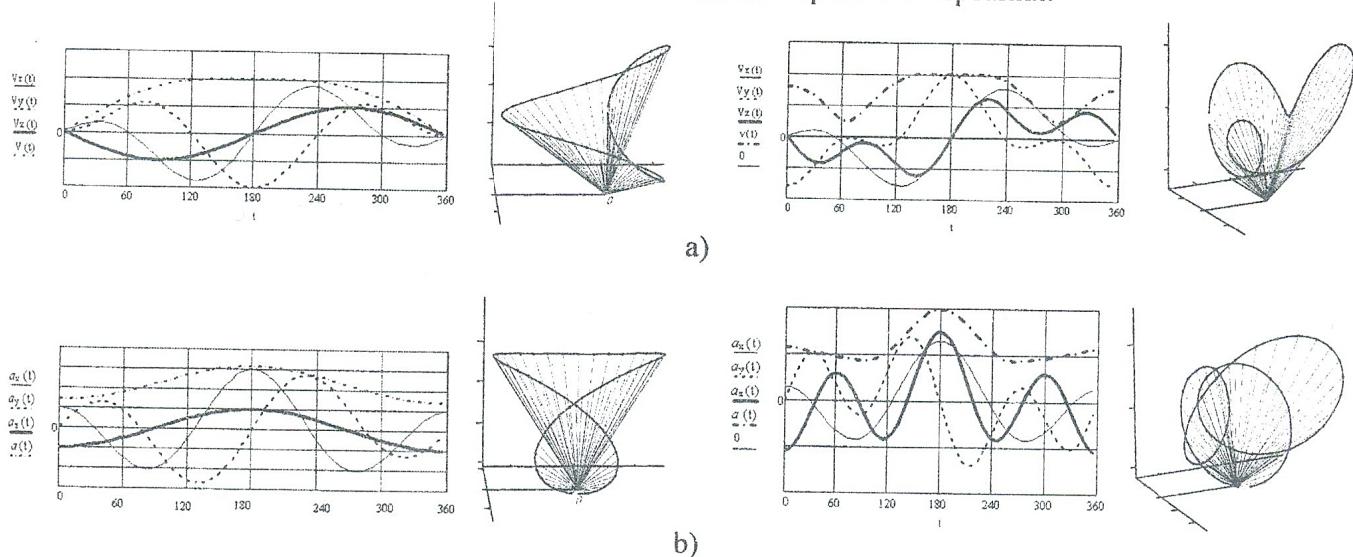


Рис. 2. Кінетика та динаміка кінематичних параметрів

Аналітичні залежності та їх графічні інтерпретації швидкості (рис. 2, a) і прискорення (рис. 2, b) як похідних складових переміщення, отримано з допомогою відповідних операторів програми MathCAD14

Для більш загального випадку задання руху системи (1)

$$\begin{cases} \alpha(t) = \omega_1 t + \alpha_0 \\ \beta(t) = \omega_2 t + \beta_0, \\ \gamma(t) = \omega_3 t + \gamma_0 \end{cases}, \quad (2)$$

тут  $\alpha_0, \beta_0, \gamma_0$  – довільні початкові кути, які можуть і не співпадати між собою;  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$  – визначаються передаточними відношеннями зубчастих коліс та механізму в цілому.

Тому результувані співвідношення (1), які визначають положення точки  $P$ , будуть задавати значну асиметрію кінематичних параметрів в декартових системах координат.

Таким чином, одержані аналітичні вирази закону руху точки дебалансу, дозволяють аналізувати як рух в цілому, так і окремі його складові. Наявність рухомої реактивно-інерційної ланки, що обертається навколо центральної осі, дозволяє реактивно-інерційному блокові кінематично узгоджувати цей рух з відносним рухом його ланок. Зміна початкових умов спричиняє асиметрію в кінетиці та динаміці кінематичних параметрів, що збільшує ефект від складного руху дебалансу.

## 10-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові

Никифорчин Г., Свірська Л., Студент О. Механічні властивості металу експлуатованої кріпильної арматури парової турбіни ТЕС і їх відновлення термічним обробленням .....	282
Каплун В., Пастух І., Скиба М. Технології і обладнання для дифузійного зміцнення різального інструменту в плазмі тліючого розряду в безводневих середовищах .....	283
Петрина Д., Вуйцік С. Вплив добавок рідкісноземельних металів на комплекс в'язких властивостей трубної сталі 17Г1С .....	285
Стечшин М., Білик Ю., Мартинюк А. Установка для нанесення комплексних електролітичних покриттів .....	287
Студент О., Ткачук Ю. Оцінювання деградації лопаткової сталі 20Х13 після експлуатації в паровій турбіні за циклічною тріщиностійкістю .....	288
Шаблій О., Пулька Ч., Сенчшин В. ВіброДІНДУКЦІЙНЕ наплавлення тонких плоских деталей .....	289
Шинкаренко Г., Луців І., Гурей В. Моделювання змін температури в зоні контакту інструмент-деталь під час фрикційного зміцнення деталей машин .....	291

### СЕКЦІЯ 8

#### ТРИБОЛОГІЯ

Береговий А., Стечшин М., Береговий І. Аналіз видів корозійно-механічного зношування деталей обладнання молокозаводів .....	293
Гайдамака А. Методи і засоби форсування випробувань на зносостійкість залізничних роликових підшипників і їхніх деталей .....	298
Dobrzański L., Borek W., Zarychta A. Hot deformation and recrystallization of high-manganese Fe – Mn – (Al, Si) TWIP steel .....	297
Кіндрачук М., Духота О., Тісов О. Дослідження зносостійкості композиційних сплавів на основі кобальту .....	298
Кук А. Інструментальне забезпечення вібраційно-відцентрової обробки локальних ділянок деталей машин .....	298
Скачков В., Іванов В., Воденнікова О. Взаємозв'язок структури і триботехнічних характеристик піролітичного графіту .....	294
Скрипник В., Вольченко М., Поляков П. Інверсія струмів при взаємодії пар тертя барабанно-колодкових гальм автотранспортних засобів .....	295
Стебелецька Н. Контактно-термічна взаємодія пар тертя гальмівних пристроїв .....	296

### СЕКЦІЯ 9

#### АВТОМОБІЛІ І ТРАНСПОРТ

Барановський Д., Жулай О., Труш М. Підвищення фізико-механічних та триботехнічних властивостей трибосистем дизелів при лазерному модифікуванні .....	299
Боднар М. Типові їздові цикли і визначення експлуатаційних норм витрати палива приміських і міжміських автобусів .....	300
Величко Л., Нанівський Р., Чаган Ю. Дослідження поздовжньо-кутових коливань гусеничних транспортних засобів на базі нелінійних моделей пружин характеристик підвіски .....	301
Гайдамака А. Методи і засоби фросування випробувань на зносостійкість залізничних роликових підшипників і їхніх деталей .....	303
Гірняк Б. Багатокритеріальний підхід у задачах мінімізації витрати палива на автомобільному транспорті .....	304
Глобчак М., Коюмбас О. Принципи зовнішньої параметричної ідентифікації граничних умов теплової моделі гільзи циліндрів ДВЗ .....	305
Горбай О., Голенко К., Житенюк О. Побудова оптимального шпангоутного поперечного перерізу каркасу кузова автобуса .....	307
Горбай О., Дівеєв Б., Смольський А. Динаміка автобусів з врахуванням впливу пружин прокладок .....	309
Гудз Г., Голомовзій В., Осташук М. Техніко-економічна доцільність комп'ютерного моделювання теплового стану автомобільних гальм .....	311
Данилишин Г., Данилишин О. Особливості проектування автомобільної трансмісії на базі гідростатичного трансформатора .....	313
Захара І., Клипко О. Модуль вимірювання гальмівного моменту коліс автобуса під час типових випробувань .....	329
Каретін В. Аналітичне дослідження кінематики дебалансу реактивно-інерційного блока інерційного трансформатора крутного моменту .....	314