

В. М. Корендій, І. В. Кузьо, В. В. Вергелес
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра механіки та автоматизації машинобудування

СТРУКТУРНИЙ І КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ІНЕРЦІЙНИХ МЕХАНІЗМІВ СКЛАДАННЯ ЛОПАТЕЙ ГОРИЗОНТАЛЬНО-ОСЬОВИХ ВІТРОУСТАНОВОК

© Корендій В. М., Кузьо І. В., Вергелес В. В., 2015

Розглянуто різні конструкції інерційних механізмів складання лопатей горизонтально-осьових вітроустановок. Проведено їх структурний аналіз та виведено аналітичні залежності для розрахунку кінематичних параметрів окремих елементів розглянутих механізмів. На основі даних кінематичного аналізу досліджено вплив різних геометричних параметрів механізмів на зміну кута положення лопатей та переміщення регулювальних повзунів. Проаналізовано особливості розрахунку конструктивних параметрів інерційних механізмів складання лопатей горизонтально-осьових вітроустановок. Виведено розрахункові формули для визначення окремих геометричних та інерційних параметрів запропонованих механізмів. Реалізовано відповідні принципові схеми механізмів та розглянуто можливості їх спрощення.

Ключові слова: горизонтально-осьова вітроустановка, механізм складання лопатей, структурний аналіз, кінематичний аналіз, геометричні параметри.

Different constructions of inertial mechanisms of blades folding of horizontal-axis wind turbines are considered in the article. Their structural analysis is held and analytical dependencies for calculation kinematical parameters of the mechanisms are presented. Based on the kinematical analysis data the influence of different geometrical parameters on changing of blades position angle and displacement of regulation sliders is investigated. The features of calculation of construction parameters of inertial mechanisms of blades folding of horizontal-axis wind turbines are analyzed. Calculation formulas for defining some geometrical and inertial parameters of proposed mechanisms are presented. Corresponding principal diagrams of the mechanisms are built and some possibilities of their simplifying are considered.

Key words: horizontal-axis wind turbine, mechanism of blades folding, structural analysis, kinematical analysis, geometrical parameters.

Вступ. З кожним роком все актуальнішою стає проблема забезпечення зростаючих енергетичних потреб людства. Використання традиційних енергоресурсів, запаси яких поступово вичерпуються, супроводжується значними екологічними проблемами. При цьому спостерігається збільшення енергозалежності багатьох країн від постачальників нафти, газу, вугілля тощо. З метою вирішення цих проблем постійно проводиться пошук альтернативних джерел енергії, які здатні хоча б частково задовольнити зростаючий попит на енергоресурси. Серед них одне з провідних місць належить вітру як екологічно чистому та відновлюваному джерелу енергії [1].

Енергію повітряних потоків здавна використовували для виконання механічної роботи, зрошення територій, водозабезпечення домашніх господарств та, звичайно, для генерування електроенергії. Більшість сучасних вітроенергетичних установок орієнтовані саме на генерування електроенергії у великих масштабах. Автономні ж вітроустановки малої потужності (до 10 кВт) нині не набули надто великої популярності серед індивідуальних споживачів [1]. Частково це пояснюється порівняно високою питомою вартістю вітроенергетичної установки – понад 1 тис. дол.

США за 1 кВт встановленої потужності [1]. З іншого боку, під час експлуатації вітроустановок постійно мають місце небезпечні з погляду міцності перехідні режими роботи, зумовлені змінами швидкості й напрямку вітру, а також навантаження на валу вітроколеса [2]. Такі режими вимагають детального дослідження й подальшого удосконалення систем регулювання потужності, стабілізації частоти обертання та протиштормового захисту горизонтально-осьових вітроустановок.

Постановка проблеми. У горизонтально-осьових вітроустановках малої потужності зазвичай використовують аеродинамічні й механічні системи регулювання [1], які працюють за рахунок виникнення явища зриву потоку з лопатей спеціального аеродинамічного профілю або за рахунок зміни площі обмаху вітроколеса. У першому випадку лопаті можна нерухомо приєднувати до маточини вітроколеса, а зрив потоку, який зумовлює зниження потужності, відбувається за зростання швидкості вітру за рахунок створення повітряних завихрень позаду лопатей. Також лопаті можна встановлювати на маточині вітроколеса так, щоб вони мали змогу обертатися навколо власних поздовжніх осей з метою автоматичного регулювання їх кута атаки відносно набігаючого повітряного потоку. Зміна кута положення лопатей дозволяє керувати явищем зриву потоку і, відповідно, потужністю вітроустановки під час зміни швидкості вітру або частоти обертання вітроколеса [1; 2].

Метод зміни площі обмаху вітроколеса дозволяє керувати відбором потужності з повітряного потоку за рахунок виведення вітроколеса з-під вітру (у бік, догори або донизу) або складання лопатей вздовж осі вітроустановки [1; 2]. Якщо системи виведення вітроколеса активно використовуються ще з початку ХХ ст., то останній метод складання лопатей не набув значного поширення сьогодні. Частково це пояснюється недостатнім рівнем теоретико-прикладного обґрунтування доцільності та можливостей використання механізмів складання лопатей у горизонтально-осьових вітроустановках малої потужності. Тому задачі, пов'язані з удосконаленням наявних механічних систем регулювання потужності, стабілізації частоти обертання та протиштормового захисту горизонтально-осьових вітроустановок за рахунок складання лопатей є актуальними сьогодні.

Аналіз сучасних інформаційних джерел за тематикою досліджень. Нині існує значна кількість різноманітних конструкцій механічних систем регулювання потужності, стабілізації частоти обертання та протиштормового захисту горизонтально-осьових вітроустановок, які працюють за рахунок складання лопатей [1–6]. Вони можуть працювати і за рахунок зміни лобового аеродинамічного тиску на вітроколесо [1; 3; 4], і обладнуватися додатковими механічними регуляторами, чутливими до зміни швидкості вітру або частоти обертання вітроустановки [2; 5; 6]. У другому випадку точність регулювання потужності й частоти обертання вдається істотно збільшити. Значна кількість різноманітних конструкцій механізмів складання лопатей обумовлює необхідність проведення масштабних теоретико-прикладних досліджень, які б дозволили обґрунтувати доцільність використання тих чи інших систем та розробити інженерні методики їх розрахунку і конструювання [2].

На жаль, сьогодні такі дослідження порівняно мало висвітлені у вітчизняних і зарубіжних наукових публікаціях. Це пов'язано зі зміною пріоритетних напрямів використання вітроустановок у бік генерування електроенергії, активним розвитком електронних систем регулювання, які набули значного поширення у вітроенергетичних установках середньої і великої потужності (понад 50 кВт) [1], значними науково-прикладними доробками в сферах використання інших механічних систем регулювання, зокрема систем повороту лопатей та виведення вітроколеса з-під вітру [3; 4]. Тому подальші дослідження механізмів складання лопатей з метою обґрунтування найраціональніших конструкцій, розроблення інженерних методик розрахунку їх геометричних, інерційних, жорсткісних та демпфувальних параметрів, підвищення точності регулювання, зменшення масово-габаритних показників тощо, є актуальними нині.

Мета і завдання досліджень. Основною метою роботи є обґрунтування конструктивних параметрів та аналіз доцільності використання тих чи інших варіантів інерційних механізмів складання лопатей горизонтально-осьових вітроустановок. Для досягнення мети необхідно виконати такі завдання: розглянути існуючі конструкції інерційних механізмів складання лопатей; провести структурний і кінематичний аналіз розглянутих механізмів; дослідити вплив різних геометричних параметрів механізмів на зміну кута положення лопатей, переміщення регулювальних тягарців та величину вильоту вітроколеса відносно осі опори (башти); вивести аналітичні залежності та надати практичні рекомендації для розрахунку й вибору окремих геометричних параметрів механізмів; проаналізувати можливості удосконалення і спрощення існуючих механізмів.

Інерційні механізми складання лопатей горизонтально-осьових вітроустановок. Механізми складання лопатей вважаються одним з найефективніших методів регулювання потужності горизонтально-осьових вітроустановок малої потужності. Більшість таких механізмів працюють за принципом “парасольки”, згідно з яким лопаті мають можливість повертатися у напрямку, перпендикулярному до площини обертання вітроколеса [1; 2; 5; 6]. Під час спрацювання механізму лопаті складаються вздовж осі вітроколеса, зменшуючи площу його поверхні обмаху та знижуючи відбір потужності з повітряного потоку. Цей метод регулювання може використовувати ефект зміни аеродинамічного лобового тиску повітряного потоку на поверхні лопатей у результаті збільшення чи зменшення швидкості вітру, що призводить до зміни кутового положення лопатей. Однак здебільшого механізми складання лопатей додатково обладнуються певним типом інерційного регулятора, який зазвичай являє собою систему тягарців, що розміщені симетрично відносно осі вітроколеса та з'єднані за допомогою спеціальних важелів із лопатями [5; 6]. У разі збільшення чи зменшення частоти обертання вітроустановки тягарці, за рахунок зміни відцентрової сили інерції, віддаляються або зближуються з віссю вітроколеса, змінюючи кутове положення лопатей.

Інерційні механізми складання лопатей можуть мати різні варіанти конструктивного виконання [2; 5; 6]. Для прикладу, на рис. 1 подано структурні схеми чотирьох різних механізмів, які можна використовувати для регулювання потужності, стабілізації частоти обертання та протиштормового захисту вітроустановок. З метою максимізації точності регулювання (максимізації впливу переміщення регулювального тягарця на зміну кута положення лопаті), мінімізації маси механізму, переміщення регулювальних тягарців та відстані вильоту вітроколеса відносно вертикальної осі опори (башти, щогли тощо) на одному з перших етапів проектування механізмів необхідно обґрунтувати їх геометричні параметри. Для цього потрібно здійснити структурний і кінематичний аналіз механізмів складання лопатей та проаналізувати вплив різних геометричних параметрів на зміну кута положення лопатей, а також на переміщення регулювальних тягарців під час регулювання.

Інерційні механізми складання лопатей, зображені на рис. 1, можна умовно розділити на кілька типів. У першому з них (рис. 1, *a*) регулювальні тягарці за допомогою важелів нерухомо приєднуються до осей лопатей. У такому разі відцентрові сили, які діють на тягарці під час обертання вітроколеса, безпосередньо змінюють кут положення лопатей. Інші типи механізмів передбачають приєднання регулювальних тягарців за допомогою важелів до додаткових повзунів, які здатні переміщуватися по напрямних, з'єднаних із віссю вітроколеса під певним кутом. Характерна особливість механізму, поданого на рис. 1, *в*, полягає в розміщенні напрямної, по якій рухається повзун із відцентровим тягарцем, між маточиною вітроколеса і регулювальним повзуном. Що стосується механізмів, поданих на рис. 1, *б*, *г*, то в них вказана напрямна, розміщена між регулювальним повзуном і вузлом приєднання вітроколеса до опори (башти) вітроустановки. Ще однією особливістю розглянутих механізмів є те, що напрямна, по якій рухається повзун із відцентровим тягарцем, може бути нерухомо з'єднана з віссю вітроколеса (рис. 1, *б*, *в*) або приєднуватися до повзуна, який має змогу рухатися вздовж осі вітроколеса (рис. 1, *г*). Необхідно зауважити, що на структурних схемах механізмів (рис. 1) не показано додаткових пружин, які зазвичай з'єднуються з одним або кількома повзунами і виконують функцію регулювальних елементів.

У всіх інерційних механізмах складання лопатей основними керованими параметрами, які впливають на регулювання, задаються під час проектування механізмів та можуть певною мірою

корегуватися під час експлуатації вітроустановки, є інерційні параметри (маси регулювальних тягарців і радіуси їх розміщення відносно осі вітроколеса), геометричні параметри (довжини і кутові положення окремих ланок механізмів), жорсткісні параметри (жорсткість і початковий стиск (розтяг) регулювальних пружин) та демпфувальні параметри (параметри опору руху одного або кількох повзунів, шарнірів тощо). У цій статті розглянемо лише вплив геометричних параметрів механізмів на характер руху лопатей під час регулювання.

Структурний аналіз механізмів повороту і складання лопатей. Механізми складання лопатей, зображені на рис. 1, складаються із таких ланок: вісь вітроколеса (OH) виконує функцію стояка, DV – коромисло, H – повзун, EN , NV – шатуни. У механізмі (рис. 1, *е*) V також виступає повзуном. У механізмі (рис. 1, *є*) E також виступає повзуном. У механізмі (рис. 1, *ж*) M і V також виступають повзунами, а KV – коромислом. Отже, для механізмів на рис. 1, *д*, *е*, *є*, *ж*, кількість рухомих ланок відповідно дорівнює $n_d = 3$, $n_e = 5$, $n_е = 5$, $n_ж = 7$, а кількість однорухомих (обертальних і поступальних) кінематичних пар – $p_{5d} = 4$, $p_{5e} = 7$, $p_{5е} = 7$, $p_{5ж} = 10$. Вищих кінематичних пар у вказаних механізмах складання лопатей немає, тобто $p_4 = 0$.

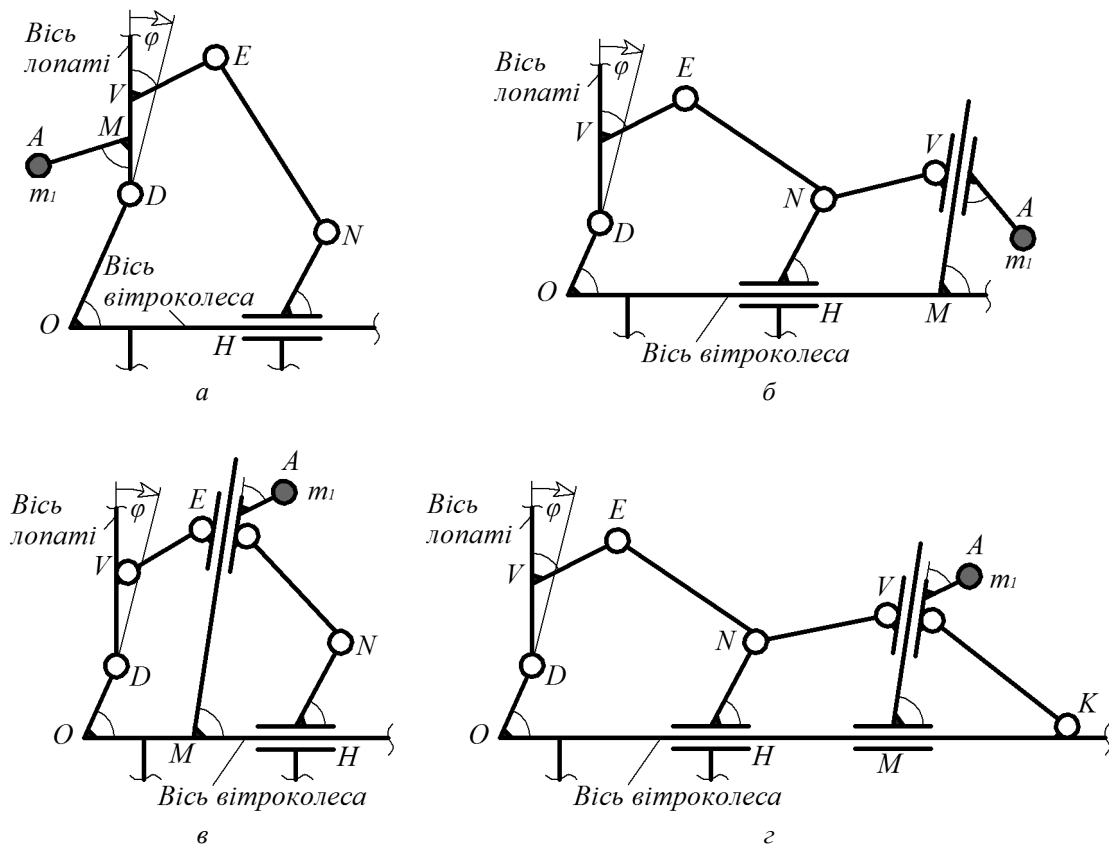


Рис. 1. Структурні схеми механізмів складання лопатей

Ступінь вільності кожного з механізмів складання можна визначити за формулою Чебишева:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 0 = 1. \quad (1)$$

За результатами розрахунків (1) можемо констатувати, що всі механізми складання лопатей мають один ступінь вільності, а отже, й одну вхідну ланку та одну незалежну координату, яка однозначно визначає положення всіх решти ланок механізмів. Прийнемо як вхідну ланку поздовжню вісь лопаті. Тоді як узагальнена координата виступатиме кут відхилення осі лопаті від площини обертання вітроколеса.

З метою вибору раціонального методу подальшого кінематичного аналізу розглянутих механізмів складання лопатей (рис. 1) розкладемо їх на групи Ассура та запишемо структурні формули (формули будови) кожного з них [7]:

рис. 1, а: $I(\text{стояк } OD, \text{ коромисло } DV) \rightarrow II(\text{шатун } EN, \text{ повзун } H)$;

рис. 1, б: $I(\text{стояк } OD, \text{ коромисло } DV) \rightarrow II(\text{шатун } EN, \text{ повзун } H) \rightarrow II(\text{шатун } NV, \text{ повзун } V)$;

рис. 1, в: $I(\text{стояк } OD, \text{ коромисло } DV) \rightarrow II(\text{шатун } VE, \text{ повзун } E) \rightarrow II(\text{шатун } EN, \text{ повзун } H)$; (2)

рис. 1, г: $I(\text{стояк } OD, \text{ коромисло } DV) \rightarrow II(\text{шатун } EN, \text{ повзун } H) \rightarrow III(\text{шатун } NV, \text{ повзун } V, \text{ повзун } M, \text{ коромисло } KV)$.

За результатами структурного аналізу можемо констатувати, що механізм складання лопатей, поданий на рис. 1, г, є механізмом третього класу. Всі решта механізмів (рис. 1, а, б, в) є механізмами другого класу.

Встановлення кінематичних параметрів механізмів складання лопатей. Кінематичний аналіз механізмів складання лопатей будемо проводити за допомогою аналітичного методу замкнених векторних контурів, який розробив В. А. Зінов'єв [7], та пакета символічної математики Mathematica. У подальших дослідженнях прийнемо: початком системи координат обираємо точку O , вісь абсцис напрумяємо вправо вздовж осі вітроколеса, а вісь ординат – вертикально догори.

Для встановлення кінематичних параметрів повзуна H у механізмах складання лопатей визначимо координати точки E , яка належить коромислу DVE (рис. 1, а, б, г):

$$x_E = l_{OD} \cdot \cos(\varphi_{OD}) + \sqrt{l_{DV}^2 + l_{VE}^2 + 2 \cdot l_{DV} \cdot l_{VE} \cdot \cos(\varphi_{VE})} \times \sin \left(\arcsin \left(\frac{l_{VE} \cdot \sin(\varphi_{VE})}{\sqrt{l_{DV}^2 + l_{VE}^2 + 2 \cdot l_{DV} \cdot l_{VE} \cdot \cos(\varphi_{VE})}} \right) + \varphi \right); \quad (3)$$

$$y_E = l_{OD} \cdot \sin(\varphi_{OD}) + \sqrt{l_{DV}^2 + l_{VE}^2 + 2 \cdot l_{DV} \cdot l_{VE} \cdot \cos(\varphi_{VE})} \times \cos \left(\arcsin \left(\frac{l_{VE} \cdot \sin(\varphi_{VE})}{\sqrt{l_{DV}^2 + l_{VE}^2 + 2 \cdot l_{DV} \cdot l_{VE} \cdot \cos(\varphi_{VE})}} \right) + \varphi \right),$$

де φ – кут між поздовжньою віссю лопаті і площиною обертання вітроколеса, перпендикулярною до його осі; φ_{VE} – кут між стрижнем VE і поздовжньою віссю лопаті; l_{OD} , l_{DV} , l_{VE} – довжини стрижнів OD , DV і VE , відповідно.

У випадку використання механізму складання лопатей, зображеного на рис. 1, в, необхідно спочатку визначити координати шарніра V :

$$\begin{aligned} x_V &= l_{OD} \cdot \cos(\varphi_{OD}) + l_{DV} \cdot \sin(\varphi); \\ y_V &= l_{OD} \cdot \sin(\varphi_{OD}) + l_{DV} \cdot \cos(\varphi). \end{aligned} \quad (4)$$

Для встановлення горизонтального x_E і вертикального y_E положень повзуна E (з регулювальним тягарцем A) (рис. 1, в) відносно початку системи координат (точки O) можна використати систему двох рівнянь:

$$\begin{cases} x_E = l_{OM} + (y_E / \operatorname{tg}(\varphi_{ME})); \\ y_E = y_V + \sqrt{(l_{VE})^2 - (x_E - x_V)^2}, \end{cases} \quad (5)$$

де φ_{ME} – кут між стрижнем ME та горизонтальною віссю вітроколеса (рис. 1, в).

Розв'язавши систему рівнянь (3) у програмному комплексі Mathematica, отримуємо:

$$x_E = \sin^2(\varphi_{ME}) \cdot \left[\frac{l_{OM} + x_V \cdot \text{ctg}^2(\varphi_{ME}) + \text{ctg}(\varphi_{ME}) \times}{\times \left(y_V \pm \sqrt{l_{VE}^2 + l_{VE}^2 \cdot \text{ctg}^2(\varphi_{ME}) - (l_{OM} - x_V + y_V \cdot \text{ctg}(\varphi_{ME}))^2} \right)} \right];$$

$$y_E = y_V + \sqrt{(l_{VE})^2 - \left(\sin^2(\varphi_{ME}) \cdot \left[\frac{l_{OM} + x_V \cdot \text{ctg}^2(\varphi_{ME}) + \text{ctg}(\varphi_{ME}) \times}{\times \left(y_V \pm \sqrt{l_{VE}^2 + l_{VE}^2 \cdot \text{ctg}^2(\varphi_{ME}) - (l_{OM} - x_V + y_V \cdot \text{ctg}(\varphi_{ME}))^2} \right)} \right] - x_V \right)^2}. \quad (6)$$

У всіх механізмах складання лопатей (рис. 1, *a-z*) ординати точок N і H є сталими. У цей же час їх горизонтальні переміщення складаються із двох доданків: переміщення точки E по осі абсцис – x_E і горизонтального переміщення x_{EN} , спричиненого поворотом стрижня EN навколо шарніра N :

$$x_N = x_E + \sqrt{l_{EN}^2 - (y_E - l_{NH} \cdot \sin(\varphi_{NH}))^2}; \quad (7)$$

$$x_H = x_N - l_{NH} \cdot \cos(\varphi_{NH}) = x_E + \sqrt{l_{EN}^2 - (y_E - l_{NH} \cdot \sin(\varphi_{NH}))^2} - l_{NH} \cdot \cos(\varphi_{NH}).$$

Взаємозв'язок між переміщеннями лопаті, відцентрового тягарця і регулювального повзуна H для механізмів, поданих на рис. 1, *a, в*, однозначно описується рівняннями (5). У разі використання механізму складання лопатей, зображеного на рис. 1, *б*, положення повзуна V (із тягарцем A) залежить від горизонтального переміщення повзуна H і визначається за формулою (6) з урахуванням того, що горизонтальне переміщення x_N шарніра N необхідно обчислювати за формулою (5):

$$x_V = l_{OM} + \left(\frac{\sqrt{l_{NV}^2 - \left[\left(l_{OM} + \frac{l_{HN} \cdot \sin(\varphi_{NH})}{\text{tg}(\varphi_{VM})} \right) - x_N \right]^2 \cdot \sin^2(\varphi_{VM}) - \left[\left(l_{OM} + \frac{l_{HN} \cdot \sin(\varphi_{NH})}{\text{tg}(\varphi_{VM})} \right) - x_N \right] \cdot \cos(\varphi_{VM}) + \frac{l_{HN} \cdot \sin(\varphi_{NH})}{\sin(\varphi_{VM})}}{\cos(\varphi_{MV})} \right); \quad (8)$$

$$y_V = \left(\frac{\sqrt{l_{NV}^2 - \left[\left(l_{OM} + \frac{l_{HN} \cdot \sin(\varphi_{NH})}{\text{tg}(\varphi_{VM})} \right) - x_N \right]^2 \cdot \sin^2(\varphi_{VM}) - \left[\left(l_{OM} + \frac{l_{HN} \cdot \sin(\varphi_{NH})}{\text{tg}(\varphi_{VM})} \right) - x_N \right] \cdot \cos(\varphi_{VM}) + \frac{l_{HN} \cdot \sin(\varphi_{NH})}{\sin(\varphi_{VM})}}{\sin(\varphi_{MV})} \right);$$

де l_{NV} – довжина стрижня NV ; l_{OM} – відстань від початку координат (точки O) до точки M ; φ_{VM} – кут між стрижнем VM та віссю вітроколеса; x_N – горизонтальне переміщення шарніра N , яке обчислюється за формулою (5).

У разі використання механізму складання лопатей, зображеного на рис. 1, *з* (механізм III класу), положення повзуна V (із тягарцем A) залежить від горизонтальних переміщень повзунів H і M . Для встановлення горизонтального x_V і вертикального y_V положень повзуна V використаємо систему двох рівнянь з двома невідомими кутами φ_{NV} і φ_{VK} між горизонтальною віссю обертання вітроколеса та стрижнями NV і VK , відповідно:

$$\begin{cases} y_V = l_{HN} \cdot \sin(\varphi_{HN}) + l_{NV} \cdot \sin(\varphi_{NV}) = l_{VK} \cdot \sin(\varphi_{VK}); \\ x_V = x_N + l_{NV} \cdot \cos(\varphi_{NV}) = l_{OK} - l_{VK} \cdot \cos(\varphi_{VK}), \end{cases} \quad (9)$$

де l_{OK} – відстань від початку координат (точки O) до шарніра K ; l_{VK} – довжина стрижня VK ; x_N – горизонтальне переміщення шарніра N , яке обчислюється за формулою (5).

Розв'язки системи (7) (зокрема, вирази для визначення φ_{NV}), знайдені за допомогою програмного комплексу Mathematica, мають вигляд:

$$\varphi_{NV} = \arctg \left[\frac{\left[(l_{OK} - x_N) \cdot (l_{NV}^2 - l_{VK}^2 + (l_{OK} - x_N)^2 + l_{NH}^2 \cdot \sin^2(\varphi_{NH})) \pm l_{NH} \cdot \sin(\varphi_{NH}) \times \right. \right.}{\left. \left. \sqrt{2 \cdot l_{NV}^2 \cdot (l_{VK}^2 + (l_{OK} - x_N)^2) - l_{NV}^2 - (l_{VK}^2 - (l_{OK} - x_N)^2)^2 + 2 \cdot l_{NH}^2 \cdot \sin^2(\varphi_{NH}) \cdot (l_{NV}^2 + l_{VK}^2 - (l_{OK} - x_N)^2) - l_{NH}^4 \cdot \sin^4(\varphi_{NH})} \right]}{l_{NV} \cdot ((l_{OK} - x_N)^2 + l_{NH}^2 \cdot \sin^2(\varphi_{NH}))} \right]. \quad (10)$$

Підставляючи рівняння (9) у вирази (8), можна знайти координати x_V та y_V повзуна V у механізмі складання лопатей, зображеному на рис. 1, з. Тоді горизонтальне положення повзуна M можна визначити за формулою:

$$x_M = x_V - (y_V / \text{tg}(\varphi_{MV})), \quad (11)$$

де φ_{MV} – кут між горизонтальною віссю вітроколеса і напрямною повзуна V .

Аналоги швидкостей і пришвидшень окремих ланок (точок) розглянутих механізмів складання лопатей можна знайти шляхом одинарного або подвійного диференціювання відповідних рівнянь за узагальненою координатою φ .

Аналіз впливу геометричних параметрів механізмів складання лопатей на характер руху лопатей і регулювальних тягарців. Для проведення подальших досліджень механізмів складання лопатей на основі формул (1)–(9) попередньо прийемо такі початкові дані: $l_{OK} = 1$ м, $l_{OD} = 0,1$ м, $l_{DV} = 0,11$ м, $l_{VE} = 0,13$ м, $l_{NE} = 0,23$ м, $l_{NH} = 0,14$ м, $l_{NV} = 0,18$ м, $l_{VK} = 0,23$ м, $\varphi_{OD} = 65^\circ$, $\varphi_{NH} = 60^\circ$, $\varphi_{MV} = 80^\circ$, $\varphi_{VE} = 60^\circ$ (рис. 1, а–з).

На рис. 2 показано графічні залежності кута нахилу лопаті φ від переміщення регулювального повзуна x_H з урахуванням впливу довжин та кутів встановлення різних важелів механізмів. Збільшення кута між важелем NH і горизонтальною віссю вітроколеса від 0 до 120° (рис. 2, а) практично не впливає на максимальне переміщення шарніра N (а, отже, й “виліт” вітроколеса). Однак при 90° спостерігається менша різниця між кінцевим і початковим положеннями повзуна. Це дозволить зменшити переміщення відцентрових тягарців під час регулювання. Отже, у подальших розрахунках прийматимемо $\varphi_{NH} = 90^\circ$. Переміщення регулювального повзуна також обернено пропорційно залежить від кута φ_{OD} між важелем OD і віссю вітроколеса (рис. 2, б). У такий спосіб збільшення кута φ_{OD} до 90° дозволить знизити максимальні переміщення повзуна H і, водночас, збільшити максимальний кут нахилу лопаті. Довжина важеля VE прямо пропорційно впливає на переміщення регулювального повзуна (рис. 2, в), тому в подальших розрахунках приймемо мінімальне значення $l_{VE} = 0,06$ м. Вплив кута φ_{VE} між важелем VE і віссю лопаті на переміщення регулювального повзуна H показано на рис. 2, г. Мінімальна різниця між кінцевим і початковим положеннями повзуна, а також найменше значення $x_{H \max}$ досягається при $\varphi_{VE} = 90^\circ$.

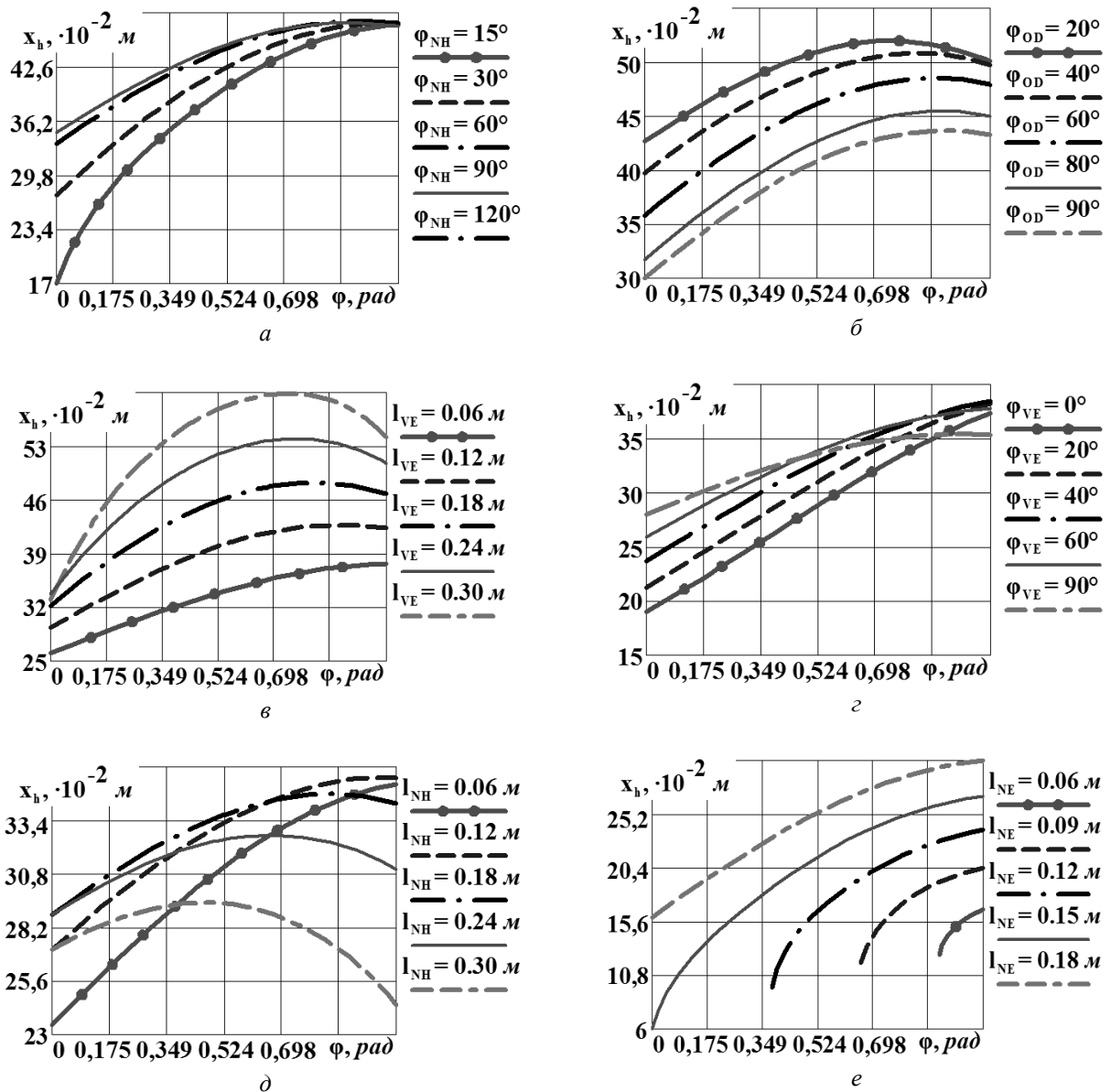


Рис. 2. Графічні залежності кута нахилу лопаті φ від переміщення регульовального повзуна x_H : а – за різних кутів нахилу важеля NH до осі вітроколеса; б – за різних кутів між важелем OD і віссю вітроколеса; в – за різних довжин важеля VE ; г – за різних кутів між важелем VE і поздовжньою віссю лопаті; д – за різних довжин важеля NH ; е – за різних довжин важеля NE

Збільшення довжини важеля NH в межах $0,06 \text{ м} \leq l_{NH} \leq 0,2 \text{ м}$ практично не впливає на максимальне переміщення регульовального повзуна H (рис. 2, д). У цей же час зростання $l_{NH} > 0,2 \text{ м}$ призводить до зменшення максимального переміщення регульовального повзуна та зумовлює істотне зниження максимального кута відхилення лопатей (рис. 2, д), який задається залежно від можливих штормових кліматичних умов у конкретному регіоні. Отже, під час проектування доцільно приймати мінімальне можливе значення l_{NH} , обумовлене конструктивним виконанням повзуна H і шарніра N . Для прикладу, у подальших розрахунках приймемо $l_{NH} = 0,06 \text{ м}$. Довжина важеля EN прямо пропорційно впливає на переміщення регульовального повзуна (рис. 2, е), тому її потрібно приймати якнайменшою, з урахуванням конструктивних особливостей відповідних механізмів. При цьому, довжини важелів OD і DN з метою забезпечення працездатності механізмів та зменшення максимального переміщення повзуна H (і, відповідно, “вильоту” вітроколеса) також доцільно

приймати якнайменшими (рис. 2, е), з урахуванням того, щоб співвідношення між довжинами наближалось до $l_{OD} + l_{DV} \leq l_{EN} + l_{NH}$ (рис. 2, е). Вказане співвідношення обумовлює таке початкове положення механізму, в якому миттєві швидкість повзуна і колова швидкість лопаті в момент початку регулювання напрямлені майже паралельно. Це дозволяє забезпечити максимальну швидкодію і точність системи інерційного регулювання за рахунок максимізації впливу переміщення регулювального повзуна на поворот лопаті. З іншого боку, вказане співвідношення дає змогу зменшити вплив аеродинамічних навантажень, які намагаються повернути лопать навколо її осі, на процес інерційного регулювання, за рахунок того, що регулювальний повзун знаходиться у найближчому положенні до шарніра кріплення лопаті (її миттєвого центра швидкостей у відносному русі). У подальших розрахунках приймемо: $l_{OD} \approx l_{DV} \approx l_{EN} \approx l_{NH} \approx 0,06 \text{ м}$. Максимальну відстань між маточиною вітроколеса (шарніром приєднання лопаті) і регулювальним повзуном, яка здатна забезпечити необхідний кут нахилу лопаті, обумовлений штормовими кліматичними умовами в конкретному регіоні, можна визначити за формулою:

$$x_{H \max} \approx \sqrt{\left(\sqrt{l_{DV}^2 + l_{VE}^2} + l_{EN}\right)^2 - (l_{NH} - l_{OD})^2} \approx 0,145 \text{ м}. \quad (12)$$

Враховуючи результати аналізу впливу різних геометричних параметрів механізмів повороту лопатей на кути їх положення відносно площини обертання вітроколеса та переміщення регулювального повзуна, можемо констатувати, що геометричні параметри механізмів, поданих на рис. 1, б, з, повинні, з одного боку, забезпечувати необхідну зміну положення повзуна H (рис. 2), а з іншого, мінімізувати переміщення відцентрового тягарця. Це дозволить забезпечити високу швидкодію і точність системи регулювання, а також зменшити габаритні розміри гондоли вітроустановки. Отже, довжину шатуна NV і, відповідно, відстань від маточини вітроколеса до точки M у механізмі, поданому на рис. 1, б, доцільно обирати такою, що дорівнює максимальному переміщенню регулювального повзуна H : $l_{NV} \approx l_{OM} \approx x_{H \max}$, а кут нахилу напрямної повзуна V до осі вітроколеса: $\varphi_{MV} \approx 90^\circ$. Довжини важелів NV , KV для механізму, поданого на рис. 1, з, з урахуванням того, що $\varphi_{MV} \approx 90^\circ$, можна встановити за формулами:

$$\begin{aligned} l_{NV} &= x_{H \max} - \sqrt{l_{KV}^2 - l_{NH}^2}; & l_{KV} &= l_{NH} + l_{NV}; \\ l_{NV} &= \frac{x_{H \max}^2}{2 \cdot (l_{NH} + x_{H \max})}, & l_{KV} &= l_{NH} + \frac{x_{H \max}^2}{2 \cdot (l_{NH} + x_{H \max})}. \end{aligned} \quad (13)$$

Тоді початкове положення відцентрового тягарця відносно осі вітроколеса приблизно дорівнюватиме величині l_{NH} , а мінімальна відстань від маточини вітроколеса до шарніра K (виліт вітроколеса): $l_{OK} \approx x_{H \max}$.

У механізмі складання лопатей, зображеному на рис. 1, в, доцільно приймати такі параметри: величини l_{OD} , l_{DV} і l_{NH} – якнайменшими (для прикладу, $l_{OD} \approx l_{DV} \approx l_{NH} \approx 0,06 \text{ м}$); $\varphi_{OD} = 90^\circ$; кут між напрямною повзуна E і віссю вітроколеса – $\varphi_{ME} = 90^\circ$; початковий кут встановлення важеля VE відносно осі лопаті – $\varphi_{VE} = 90^\circ$, що обумовлює рівність $l_{OM} \approx l_{VE}$. Відстань між маточиною вітроколеса і точкою M визначається з умови забезпечення необхідного максимального кута нахилу лопаті:

$$\sin(\varphi_{\max}) = \frac{l_{OM}}{l_{OM} + l_{DV}}; \quad l_{OM} = \frac{l_{DV} \cdot \sin(\varphi_{\max})}{1 - \sin(\varphi_{\max})}. \quad (14)$$

Максимальна відстань між віссю вітроколеса і повзуном E у механізмі (рис. 1, в), становить $y_{E \max} = \sqrt{(l_{OM} + l_{DV})^2 - l_{OM}^2} + l_{OD}$. Тоді довжину важеля EN можна знайти за формулою: $l_{EN} \approx y_{E \max} - l_{NH} = \sqrt{(l_{OM} + l_{DV})^2 - l_{OM}^2} + l_{OD} - l_{NH}$.

Обґрунтування геометричних параметрів механізмів складання лопатей. Найприйнятніші геометричні параметри механізмів складання лопатей (рис. 1, а-г), знайдені за критеріями максимізації впливу переміщення регулювального тягарця на зміну кута положення лопаті, мінімізації початкового радіуса розміщення і переміщення регулювального тягарця та відстані вильоту вітроколеса відносно вертикальної осі опори, є такими:

– кути між віссю вітроколеса і важелями NH , MV та OD , відповідно, $\varphi_{NH} \approx 90^\circ$, $\varphi_{MV} \approx 90^\circ$, $\varphi_{OD} \approx 90^\circ$;

– кут між важелем VE та поздовжньою віссю лопаті $\varphi_{VE} \approx 90^\circ$;

– довжини важелів VE , EN , NH , DV , OD , відповідно, потрібно приймати мінімальними з урахуванням конструктивних особливостей відповідних механізмів (для прикладу, $l_{VE} \approx 0,06$ м, $l_{OD} + l_{DV} \leq l_{EN} + l_{NH} \Rightarrow l_{OD} \approx l_{DV} \approx l_{EN} \approx l_{NH} \approx 0,06$ м);

– максимальна відстань між регулювальним повзуном і маточиною вітроколеса (шарніром приєднання лопаті) $x_{H \max} \approx \sqrt{\left(\sqrt{l_{DV}^2 + l_{VE}^2} + l_{EN}\right)^2 - (l_{NH} - l_{OD})^2} \approx 0,145$ м (при $\varphi_{\max} \approx 45^\circ$);

– довжина шатуна NV і відстань від маточини вітроколеса до точки M для механізму, поданого на рис. 1, б, $l_{NV} \approx l_{OM} \approx x_{H \max} \approx 0,145$ м;

– довжини важелів NV , KV для механізму, поданого на рис. 1, г, згідно з (11), відповідно дорівнюють $l_{NV} \approx \frac{x_{H \max}^2}{2 \cdot (L_{NH} + x_{H \max})} \approx 0,051$ м, $l_{KV} \approx l_{NH} + \frac{x_{H \max}^2}{2 \cdot (L_{NH} + x_{H \max})} \approx 0,111$ м;

– відстань від маточини вітроколеса до шарніра K (рис. 1, г) $l_{OK} \approx x_{H \max} \approx 0,145$ м;

– у механізмі складання лопатей, зображеному на рис. 1, в, доцільно приймати такі параметри: кут між напрямною повзуна E і віссю вітроколеса – $\varphi_{ME} = 90^\circ$; початковий кут встановлення важеля VE відносно осі лопаті – $\varphi_{VE} = 90^\circ$, що обумовлює рівність $l_{OM} \approx l_{VE}$; максимальна відстань між віссю вітроколеса і повзуном E $y_{E \max} = \sqrt{(l_{OM} + l_{DV})^2 - l_{OM}^2} + l_{OD}$; довжина важеля EN $l_{EN} \approx y_{E \max} - l_{NH} = \sqrt{(l_{OM} + l_{DV})^2 - l_{OM}^2} + l_{OD} - l_{NH}$.

Принципові схеми механізмів складання лопатей, побудовані з урахуванням поданих вище геометричних розмірів окремих елементів, зображені на рис. 3, а-г.

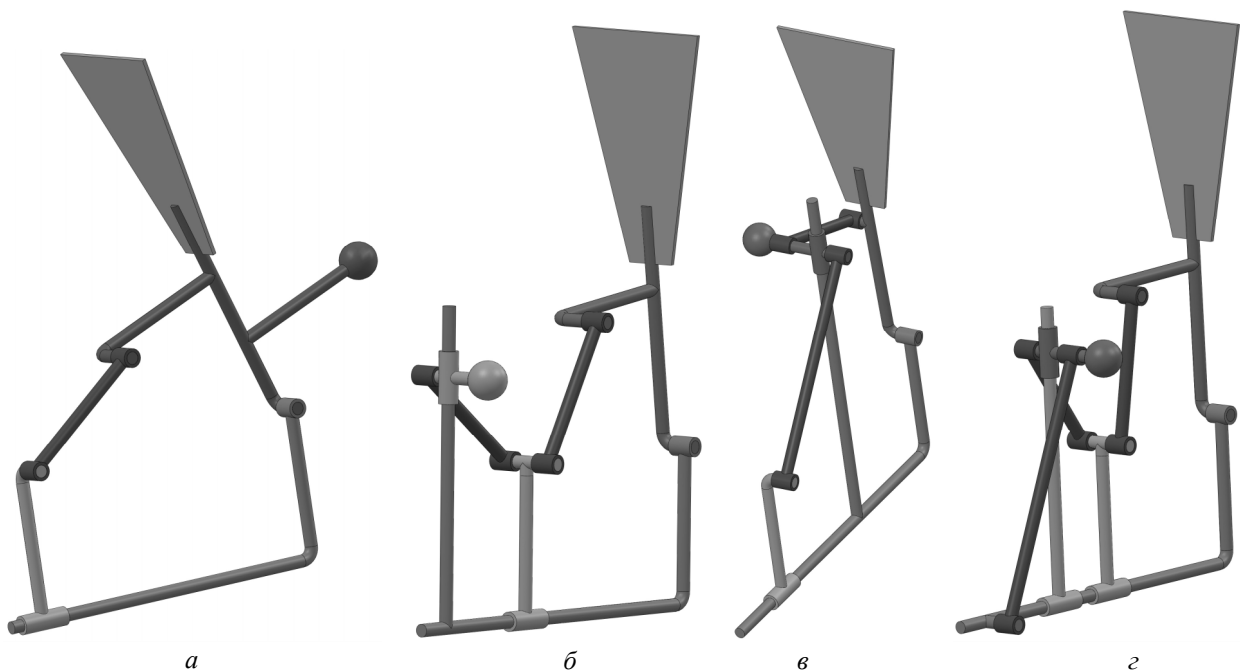


Рис. 3. Принципові схеми механізмів складання лопатей

Висновки. У статті розглянуто наявні конструкції інерційних механізмів складання лопатей горизонтально-осьових вітроустановок, проведено структурний і кінематичний аналіз розглянутих механізмів, досліджено вплив різних геометричних параметрів механізмів на зміну кута положення лопатей, а також на переміщення регулювальних тягарців. На основі проведених досліджень та виведених аналітичних залежностей для встановлення геометричних параметрів побудовано принципіві схеми відповідних механізмів складання лопатей (рис. 3).

Серед перспектив подальшого спрощення й удосконалення розглянутих механізмів, поряд із максимізацією впливу переміщення регулювального тягарця на зміну кута положення лопаті, мінімізацією початкового радіуса розміщення і переміщення регулювального тягарця та відстані вильоту вітроколеса відносно вертикальної осі опори, слід відзначити необхідність зменшення довжин важелів OD , DV , VE і NH (рис. 1). Це дозволить спростити конструкцію регулювальних повзунів та зменшити можливості їх заклинювання під час їх руху вздовж осі вітроколеса.

1. Дзендзерский В. А. *Ветроустановки малой мощности* / В. А. Дзендзерский, С. В. Тарасов, И. Ю. Костюков. – К.: Наукова думка, 2011. – 592 с. 2. Korendiy V. M. *Analysis of power regulation mechanisms of horizontal-axis wind turbines and prospects of their improvement* / V. M. Korendiy, I. V. Kuzio, V. V. Vergeles // *Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка”*. – 2014. – № 788: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – С. 92–100. 3. Burton T. *Wind energy handbook* / Tony Burton, Nick Jenkins, David Sharpe, Ervin Bossanyi. – Great Britain, Chichester: John Wiley & Sons Ltd., 2011. – 775 p. 4. Spera D.A. *Wind turbine technology. Fundamental Concepts of wind turbine engineering* / David A. Spera. – New York: ASME, 2009. – 849 p. 5. Korendiy V. M. *Kinematic analysis of centrifugal and aerodynamic mechanisms of blades turning and folding of horizontal-axis wind turbines* / V. M. Korendiy // *Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка”*. – 2014. – № 786: Оптимізація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – С. 40–48. 6. Korendiy V. M. *Kinematic analysis of combined mechanical systems of simultaneous blades turning and folding of horizontal-axis wind turbines* / V. M. Korendiy, V. I. Lozynskyy // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвідомчий науково-технічний збірник*. – 2014. – № 48. – С. 38–46. 7. Кіницький Я. Т. *Теорія механізмів і машин: підручник* / Я. Т. Кіницький. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.