

УДК 631.3:621

Є. Ріпецький, канд. техн. наук

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

## ВИЗНАЧЕННЯ ЖОРСТКОСТІ ОПОРНИХ ДОМКРАТІВ НА ОСНОВІ ЇХ КІНЕМАТИЧНОЇ ПОДІБНОСТІ ДЛЯ ГРЕЙФЕРНИХ НАВАНТАЖУВАЧІВ

*Резюме.* Обґрунтовано метод із визначення жорсткості домкратів грейферних навантажувачів на основі кінематичної подібності їх механізмів. Відзначено, що приведена жорсткість опорних домкратів залежить як від кінематичних параметрів механізмів, так і від співвідношення жорсткостей окремих його ланок – гідроциліндра та амортизатора. Отримано критерії для ефективного використання додаткових амортизаторів, які дозволяють знизити величину приведеної жорсткості домкратів до 40%.

*Ключові слова:* жорсткість, гідроциліндр, амортизатор, домкрат, рама, навантажувач.

E. Ripetskyy

## VALUATION OF SUPPORTING JACKS STIFFNESS BASED ON THEIR KINEMATIC SIMIRILITY FOR GRAB LOADERS

*The summery.* The method of stiffness valuation for jack mechanisms in grab loaders based on kinematic similarity of their mechanisms has been proved. It has been noted that unit stiffness of supporting jacks depends both on the kinematic parameters of these mechanisms, and the stiffness ratio between some its parts, such as hydraulic cylinder and shock absorbers.. Criteria for the effective use of additional shock absorbers that reduce the value of unit jacks stiffness up to 40% have been established.

*Key words:* stiffness, hydraulic cylinder, shock absorber, jack, frame, loader.

**Постановка проблеми.** Грейферні навантажувачі відносять до вантажних машин періодичної дії, а наявність поворотної стріли надає їм універсальні властивості при перенесенні сільськогосподарських вантажів. Для надання стійкості грейферним навантажувачам, особливо при роботі з великими вантажами, застосовують виносні опори. Їх конструктивне виконання здійснено у вигляді механізму домкрата. Такі механізми можна віднести до систем, що виконують однотипні функції з однаковою фізичною природою і складаються з однакової кількості ланок.

Для вивчення силових зусиль даної конструкції механізмів домкрата пропонується використовувати властивості їх кінематичної подібності [1]. Застосування положень теорії подібності дозволить знайти спільні методи дослідження динаміки грейферних навантажувачів.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Роботи з дослідження опор грейферних навантажувачів проводили РІСГМ (Ростов-на-Дону), ТПІ (м. Тернопіль) спільно з СКБ заводу «Коломиясільмаш» [2, 3]. Ці дослідження мали експериментальний характер і зводилися до реєстрації силових зусиль, а саме, визначали величини реакцій, які доводяться на опори, тиски в гідроциліндрах, напруження в металоконструкціях ланок механізму домкрата. Відзначено важливість пружних властивостей опор на динамічну поведінку навантажувача. На основі експериментальних даних розробляли рекомендації внесення в конструкцію додаткових амортизуючих пристроїв. Однак відсутність належного їх теоретичного обґрунтування не дозволила довести ці пристрої до ефективного виконання своїх функцій, особливо в динамічних режимах.

Дослідження рамних опор сільськогосподарської техніки відображені в монографії проф. Рибак Т.І. [4], де показано як експлуатаційні особливості спричиняють перерозподіл зусиль в опорах сільськогосподарських мобільних машин. Зокрема, жорсткість опор в оприскувачах, основним пружним елементом яких є пневматичні шини, розглядається в питаннях коливання рами при динамічних навантаженнях [5]. Що стосується опорних домкратів грейферних навантажувачів, то особливості їх кінематичної схеми суттєво змінюють характер деформацій висувних опор.

Водночас відзначено тенденції застосування спільних методів і підходів до вивчення сільськогосподарської техніки на основі кінематичних подібностей їх механізмів [6].

**Мета роботи** полягає в обґрунтуванні спільних методів підходу з визначення жорсткості механізмів домкрата грейферних навантажувачів на основі кінематичної подібності цих механізмів. На основі розроблених методів сформувані критерії ефективного застосування додаткових амортизуючих пристроїв в опорах домкратів.

**Постановка завдання.** Механізми домкрата серійних грейферних навантажувачів автономних ПЕА-1,0А і навісних ПГ-1А, ПГБ-1,0А мають ідентичні конструкції. Типова кінематична схема механізмів домкратів (рис.1) складається з балки 1, яка приводиться в дію гідроциліндром 2. Рухомі ланки механізму 1 та 2 шарнірно кріпляться до рами 3 навантажувача. Опорною поверхнею механізму є плита 4. Для зниження дії динамічних навантажень під плитою додатково встановлюють пружний амортизатор 5.

Під дією зовнішнього навантаження, яке частково сприймається механізмами домкрата як задня опора, відбуваються незначні переміщення його ланок, що викликає коливання рами навантажувача. Основними пружними елементами в механізмі домкрата є гідроциліндр 2 та амортизатор 5.

З достатньою точністю можна прийняти, що при переміщенні точки механізму будь-якою траєкторією у вибраній системі координат (x, y, z) можна встановити постійну величину між навісним (індекс "n") та автономними ("a") навантажувачами

$$\frac{x_{ni}}{x_{ai}} = \frac{y_{ni}}{y_{ai}} = \frac{z_{ni}}{z_{ai}} = \mu, \quad (1)$$

де  $\mu$  – масштабний коефіцієнт.

У випадку (1) системи будуть кінематично подібними і при описуванні поведінки їх ланок можна перейти від розмірних параметрів до безрозмірних.

Напрямок роботи є отримання кінематичних коефіцієнтів приведення жорсткостей пружних елементів гідроциліндра та амортизатора шляхом встановлення залежностей між навантаженнями на пружні елементи і переміщеннями ланок механізму.

**Результати дослідження.** Розглянемо роботу механізму домкрата на основі розрахункової схеми, яка розміщена в плоскій системі координат  $XOZ$ . За допомогою схеми потрібно встановити зв'язок між переміщенням точки  $O$  та переміщенням рамних шарнірів  $B, C$ , які можливі при деформації амортизатора 5 та переміщенні поршня 6 в гідроциліндрі.

Робоча схема має два різних режими. Перший режим передбачає встановлення домкратів з транспортного положення в робоче, другий – характеризує роботу домкрата в якості опори (рис. 1).

Для першого режиму ведучою ланкою механізму є гідроциліндр 2, який розвиває зусилля  $P$  за рахунок подачі робочої рідини в порожнину  $a$  гідроциліндра. При цьому відбувається переміщення поршня 6 та висунання зв'язаного з ним штока 7 з гільзи циліндра 8. Це призводить до видовження ланки 2. Одночасно при висунанні

штока гідроциліндра здійснюється поворот балки 1 домкрата навколо шарніра  $C$ , що призводить до опускання балки з подальшим упиранням плити 4 на поверхню в точці  $O$ . При подальшому русі штока гідроциліндра плита 4 починає ковзати по поверхні, займаючи положення  $O'$ , а лапа домкрата, продовжуючи обертання навколо шарніра  $C$ , піднімає раму навантажувача 3. Деформація амортизатора додає ще й вертикальні переміщення опори в точку  $O''$ . Потрібне зусилля  $P$ , що розвивається гідроциліндром, повинно долати зовнішні навантаження від сил тяжіння навантажувача  $G$  з вантажем  $Q$ . При цьому нехтуємо силою тертя між плитою 4 об поверхню.

У другому режимі порожнини гідроциліндра  $a$  та  $b$  перекриваються і в них залишається замкнена робоча рідина. Рух механізму відбувається у зворотному порядку: дія зовнішнього навантаження передається на гідроциліндр у вигляді сили  $P$ , яка стискає замкнену там рідину. Пружні властивості домкрата визначаються жорсткістю гідроциліндра  $c_{гидр}$  та жорсткістю амортизатора –  $c_{амор}$ .

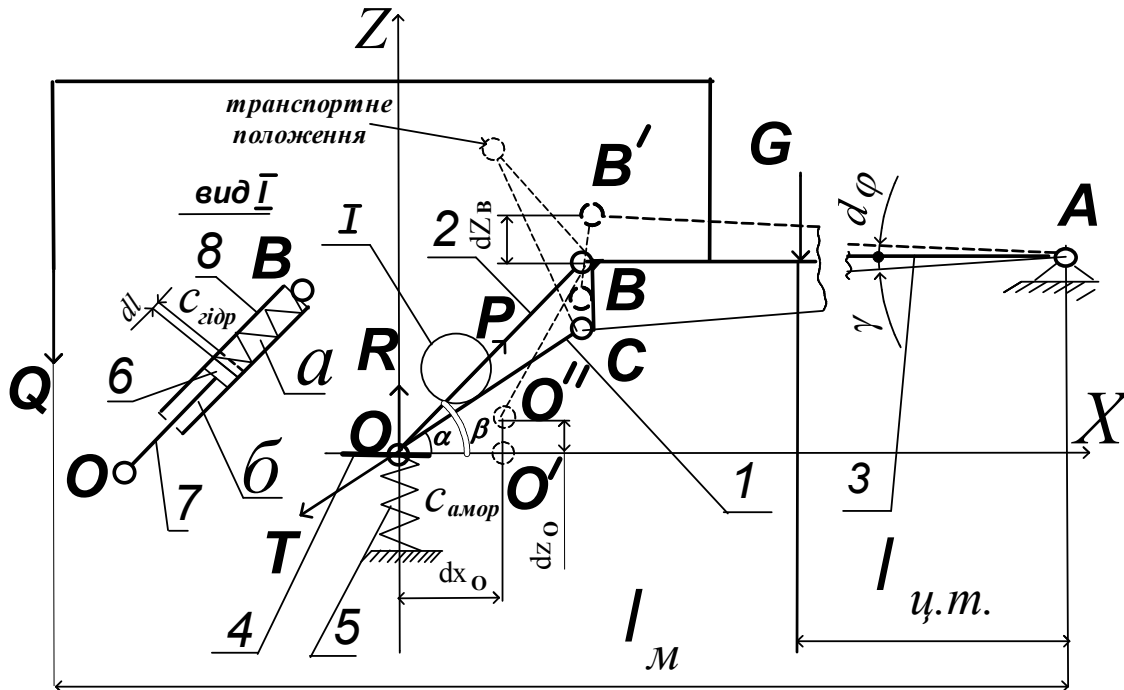


Рисунок 1. Розрахункова схема з визначення жорсткості опорних домкратів грейферних навантажувачів

Для визначення приведеної жорсткості домкрата  $c_{пр}$  застосуємо принцип елементарних переміщень. Для цього встановимо спочатку зв'язок між рухом балки 1 та рамою 3 навантажувача.

Припустимо, що рама 3 здійснила елементарне переміщення навколо шарніра  $A$  на кут  $d\varphi$ , то можливе переміщення плити 4 домкрата становить з початкового положення  $O$  в нове положення  $O''$ . Розділимо окремо складові елементарного переміщення  $OO''$  у вигляді горизонтального, яке позначимо як  $dx_O = OO'$ , та вертикального  $dz_O = O'O''$ .

Для встановлення математичних співвідношень між цими елементарними переміщеннями скористаємося методом швидкостей.

Швидкість точки  $C$  є лінійною швидкістю при обертанні навколо центра  $A$ :

$$V_C = AC \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{L}{\cos \gamma} \cdot \frac{d\varphi}{dt},$$

де  $L$  – довжина рами, відстань  $AB$ .

Лінійна швидкість плити 4, вона ж лінійна швидкість точки  $O$  балки домкрата 1, визначається горизонтальною складовою  $V_{ox} = \frac{dx_o}{dt}$  та вертикальною  $V_{oz} = \frac{dz_o}{dt}$ .

Зв'язок між лінійними швидкостями точок  $O$  та  $C$  встановлюємо на основі теореми про рівність проєкцій швидкостей на пряму  $OC$ , що з'єднує ці точки [7],

$$\frac{dx_o}{dt} \cos \alpha + \frac{dz_o}{dt} \sin \alpha = \frac{L \sin(\alpha - \gamma)}{\cos \gamma} \cdot \frac{d\varphi}{dt}.$$

Остаточний зв'язок між елементарним переміщенням  $OO''$  плити 4 та поворотом рами навколо шарніра  $A$  має вигляд

$$dx_o \cos \alpha + dz_o \sin \alpha = \frac{L \sin(\alpha - \gamma)}{\cos \gamma} d\varphi. \tag{2}$$

Визначимо переміщення поршня 6 зі штоком 7 гідроциліндра – як зміну довжини ланки 2. Для цього встановимо закономірності зміни відстані між точками  $O$  та  $B$ . Шток гідроциліндра 7 бере участь у двох рухах: відносному – поступальному вздовж осі гідроциліндра та переносному, що пов'язаний з переміщенням гільзи циліндра 8. Розглянемо окремо переміщення шарнірів  $O$  та  $B$  кріплення гідроциліндра в прийнятій системі координат  $XOZ$ .

Початкове положення нижнього кріплення співпадає з точкою  $O$  і визначається координатами

$$x_o = 0, \quad z_o = 0. \tag{3}$$

Для верхньої точки кріплення  $B$  початковими координатами будуть

$$x_B = l \cos \beta, \quad z_B = l \sin \beta, \tag{4}$$

де  $l = OB$  – початкова довжина гідроциліндра, коли його порожнини  $a, b$  перекрито. Запишемо дані (3) та (4) в таблицю 1 (графи 2, 3).

Елементарне переміщення рами  $d\varphi$  викликає відповідний приріст координат шарнірів кріплення гідроциліндра. Лінійні елементарні переміщення плити 4 домкрата з положення  $O$  в положення  $O''$  з урахуванням попередніх результатів (2) становлять

$$dx_o = \frac{L \sin(\alpha - \gamma)}{\cos \alpha \cos \gamma} d\varphi - \operatorname{tg} \alpha dz_o, \quad dz_o. \tag{5}$$

Приріст координат точки  $B$ , що обертається навколо шарніра  $A$ ,

$$dx_B = 0, \quad dz_B = L d\varphi. \tag{6}$$

Отримані значення (5) та (6) запишемо в таблицю 1 (графи 4, 5). На основі записаних у таблицю даних отримано вирази нових координат  $X$  та  $Z$  шарнірів кріплення гідроциліндра в умовах елементарного переміщення за формулами

$$X = x_o + dx, \quad Z = z_o + dz$$

і записано в таблицю 1 (граф. 6,7).

Таблиця 1. Значення координат шарнірів кріплення гідроциліндра для розрахунку видовження штока гідроциліндра в умовах елементарного переміщення

Точка	Початкові координати		Прирости координат		Кінцеві координати	
	$x_o$	$z_o$	$dx$	$dz$	$X=x_o+dx$	$Z=z_o+dz$
1	2	3	4	5	6	7

O	0	0	$\frac{L \sin(\alpha - \gamma)}{\cos \alpha \cos \gamma} d\varphi - tg \alpha dz_o$	$dz_o$	$\frac{L \sin(\alpha - \gamma)}{\cos \alpha \cos \gamma} d\varphi - tg \alpha dz_o$	$dz_o$
B	$l \cos \beta$	$l \sin \beta$	0	$Ld\varphi$	$l \cos \beta$	$l \sin \beta + Ld\varphi$

Якщо, користуючись таблицею 1, записати початкову довжину ланки 2 як відстань між точками O та B

$$l^2 = l^2 \cos^2 \beta + l^2 \sin^2 \beta,$$

та її нову довжину внаслідок переміщення шарнірів в нове положення точки O'' та B'

$$(l + dl)^2 = \left[ l \cos \beta - \frac{L \sin(\alpha - \gamma)}{\cos \alpha \cos \gamma} d\varphi + tg \alpha dz_o \right]^2 + (l \sin \beta + Ld\varphi - dz_o)^2,$$

то елементарне переміщення поршня гідроциліндра становитиме

$$dl = -L \cos \beta \frac{\sin(\alpha - \gamma)}{\cos \alpha \cos \gamma} d\varphi + tg \alpha \cos \beta dz_o + L \sin \beta d\varphi - \sin \beta dz_o$$

або з урахуванням того, що  $dz_B = Ld\varphi$ , отримаємо

$$dz_B = \frac{dl}{K} + \frac{-tg \alpha \cos \beta + \sin \beta}{K} dz_o, \quad (7)$$

де K – безрозмірний кінематичний коефіцієнт параметрів механізму домкрата

$$K = -\cos \beta \frac{\sin(\alpha - \gamma)}{\cos \alpha \cos \gamma} + \sin \beta.$$

Таким чином, формула (7) встановлює для кінематично подібних механізмів домкрата зв'язок між елементарним переміщенням поршня –  $dl$ , деформацією амортизатора  $-dz_o$  та переміщенням шарніра B рами –  $dz_B$  як точки приведення жорсткостей.

Знаючи зв'язок зусиль між вертикальною реакцією R та зусиллям у гідроциліндрі P

$$P = R \frac{\cos \alpha}{\sin(\beta - \alpha)},$$

а також елементарні деформації пружних елементів (7), встановлюємо остаточне значення приведеної жорсткості

$$\frac{1}{c_{np}} = \frac{1}{c_{гидр} K_{гидр}} + \frac{1}{c_{амор} K_{амор}}, \quad (8)$$

де позначено  $c_{np} = \frac{dR}{dz_B}$  – приведена жорсткість механізму домкрата;  $c_{гидр} = \frac{dP}{dl}$  –

жорсткість гідроциліндра;  $c_{амор} = \frac{dR}{dz_o}$  – жорсткість амортизатора,

$K_{гидр}$ ,  $K_{амор}$  – коефіцієнти кінематичного приведення жорсткостей відповідно гідроциліндра та амортизатора

$$K_{гидр} = K \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\cos \alpha}; \quad K_{амор} = \frac{K}{-tg \alpha \cos \beta + \sin \beta}. \quad (9)$$

Як впливає з формул (9), коефіцієнти кінематичного приведення визначаються через безрозмірні параметри – кути  $\alpha$ ,  $\beta$ , та  $\gamma$ , що дозволяє аналізувати дані конструкції будь-яких типорозмірів і визначати загальну приведену жорсткість механізму домкрата навантажувачів різного класу. Крім того, отримані вирази (8–9) дозволяють встановити

ступінь впливу пружних елементів, такі, як гідроциліндр та амортизатор на загальну приведену жорсткість домкрата.

Отримані результати мають практичну цінність на стадії проектування пружних параметрів амортизатора механізму домкрата грейферних навантажувачів. Проведемо порівняльний аналіз поведінки кінематичних коефіцієнтів приведення жорсткості гідроциліндра  $K_{гiдр}$  та амортизатора  $K_{амор}$  залежно від значень кінематичних параметрів механізму домкрата.

Розглянемо поведінку коефіцієнтів приведення в зоні конструктивно-експлуатаційних параметрів  $45^\circ < \alpha < 60^\circ$  і  $55^\circ < \beta < 68^\circ$ . З метою спрощення аналізу зведемо залежності (9) до функції однієї змінної, тобто  $K_{гiдр}(\alpha)$  та  $K_{амор}(\alpha)$  шляхом врахування того, що кут  $\gamma = \text{const}$ , а кут  $\beta = 0,9832\alpha + 0,1297$  (рад) апроксимовано лінійною залежністю в радіанах. На графіку (рис. 2) бачимо, що в зоні конструктивних параметрів кутів значення коефіцієнта  $K_{амор}(\alpha)$  перевищують показники  $K_{гiдр}(\alpha)$  в 14–18 разів. Тому амортизатор потрібно підбирати з більш м'якою характеристикою ніж у гідроциліндра.

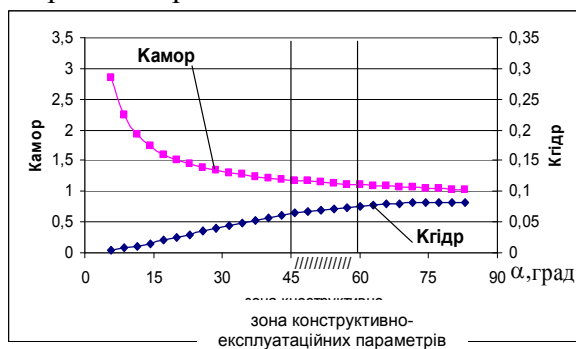


Рисунок 2. Графік залежності коефіцієнтів приведення жорсткостей  $C_{амор}$  та  $C_{гiдр}$  від кінематичних параметрів механізму домкрата

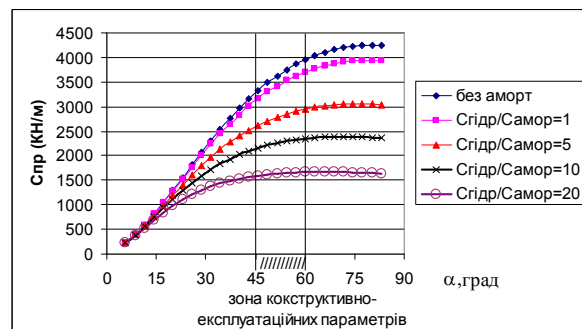


Рисунок 3. Графік залежності приведеної жорсткості  $C_{пр}$  опірних домкратів від параметрів пружних елементів гідроциліндра та амортизатора

Порівнювати пружні властивості амортизатора та гідроциліндра можна за допомогою відношення  $\frac{C_{гiдр}}{C_{амор}}$ . На графіку рис. 3. показані розрахункові значення приведених жорсткостей механізму домкрата у випадках без амортизатора та з амортизатором різних жорсткостей у співвідношеннях  $\frac{C_{гiдр}}{C_{амор}} = 1; 5; 10; 20$ .

Розглядаючи поведінку приведених жорсткостей у зоні конструктивно-експлуатаційних кінематичних параметрів можна встановити наступне. Амортизатор з відношенням  $\frac{C_{гiдр}}{C_{амор}} = 1$  практично не впливає на загальну приведену жорсткість опорних

домкратів. При відношенні  $\frac{C_{гiдр}}{C_{амор}} = 5$  зниження жорсткості опорних домкратів

спостерігається на рівні 30–40%. При збільшенні відношення до  $\frac{C_{гiдр}}{C_{амор}} = 10-20$  приведена

жорсткість знижується на 50–70%, що може призвести до втрати опорою своїх функцій.

На основі наведених розрахунків можна сформулювати критерії ефективного застосування додаткового амортизатора в опорних домкратах навантажувача ПЕА-1,0А при існуючих конструктивно-експлуатаційних параметрах кінематики опорного механізму домкрата

$$45^\circ < \alpha < 60^\circ, \quad 55^\circ < \beta < 68^\circ, \quad \frac{C_{зідр}}{C_{амор}} = 5.$$

Вказані критерії дозволяють досягти зниження динамічних навантажень машини за рахунок обґрунтованого підбору пружних характеристик амортизатора при існуючих кінематичних параметрах опорних домкратів.

Таким чином, встановлено аналітичні залежності з визначення приведених жорсткостей механізму домкрата, які враховують кінематичні параметри та характеристики пружних елементів опорних домкратів. Розроблений метод базується на кінематичній подібності й оперує безрозмірними коефіцієнтами приведення жорсткостей.

**Висновок.** У випадку ідентичної конструкції механізмів домкрата грейферних навантажувачів метод безрозмірних параметрів можна застосувати при вивченні силових характеристик цих механізмів будь-яких типорозмірів. Запропонований підхід безрозмірних параметрів дозволяє застосовувати спільні методи теоретичних досліджень до грейферних навантажувачів різного класу ще на стадії проектування. Отримані аналітичні залежності та їх аналіз дозволяють визначати критерії ефективного застосування амортизуючих пристроїв у механізмах домкрата. Вказані засоби спрямовані на зниження динамічної навантаженості машин.

#### **Література**

1. Веников, В.А. Теория подобия и моделирование [Текст] / В.А. Веников, Г.В. Веников. – М.: Высшая школа, 1984. – 243 с.: ил.
2. Шабанов, Б.М. К оценке эксплуатационной нагруженности сельскохозяйственных погрузчиков [Текст] / Б.М. Шабанов, В.М. Синякович, В.В. Федоров // Динамика и прочность сельскохозяйственных машин. – Ростов-на-Дону: РИСХМ, 1982. – С. 156–164.
3. Рибак, Т.І. Створення основних несучих і функціональних органів машин, оптимізованих за матеріаломісткістю з прогнозованим ресурсом роботи [Текст] / Т.І. Рибак, С.Г. Семчишин, М.І. Підгурський та ін. – Тернопіль, 1993. – 158 с.
4. Рибак, Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин [Текст] / Т.І. Рибак. – Тернопіль: Збруч, 2003. – 332с.
5. Коливання однієї машини зі змінними масами [Текст] / Т. Рибак, М. Сухорольський, В. Коломієць, М. Сташків // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – 2010. – Т15, №3. – С.7–14.
6. Вибір раціональних параметрів роботи швидкохідних гвинтових конвеєрів [Текст] / О. Рогатинська, Л. Рогатинська // Збірник тез доповідей XIV наукової конф. ТНТУ. – Тернопіль. – 2010. – С.47–48.
7. Павловський, М. А. Теоретична механіка [Текст] / М.А. Павловський. – К.: Техніка, 2002. – 512 с.

*Отримано 12.03.2011*