

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО  
РАДА МОЛОДИХ УЧЕНИХ ТА СТУДЕНТІВ**



**МАТЕРІАЛИ  
VII ВСЕУКРАЇНСЬКОЇ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ  
МАГІСТРАНТІВ І СТУДЕНТІВ  
ЗА ПІДСУМКАМИ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ 2019 РОКУ**

**МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ  
ТОМ II**



**Мелітополь 2019**

Моделювання руйнації матеріалів ударом для проектування .....	36
<i>Кобрін Ю.Г.</i>	
<i>Науковий керівник: Кононов Д.О., к.т.н., доцент</i>	
Моделювання складних поверхонь засобами 3ds max .....	37
<i>Фельдшерев Є.О.</i>	
<i>Науковий керівник: Холодняк Ю.В., к.т.н., ст. викладач</i>	
Модуль по проектуванню інструменту для нарізання зубів та інші новинки додатку «Вали та механічні передачі 3d» .....	38
<i>Фурдак Т.В.</i>	
<i>Науковий керівник: Чаплінський А.П., інженер</i>	
Обґрунтування енергонасиченості трактора для його агрегування із ротаційною бороною .....	39
<i>Подрезов В.І.</i>	
<i>Науковий керівник: Кувачов В.П., к.т.н., доцент</i>	
Обґрунтування енергонасиченості трактора для його агрегування із пружинною бороною .....	40
<i>Шепілов В.А.</i>	
<i>Науковий керівник: Кувачов В.П., к.т.н., доцент</i>	
Обґрунтування параметрів фронтальної зчіпки .....	41
<i>Очеретнюк Д.В.</i>	
<i>Науковий керівник: Ігнат'єв Є.І., к.т.н., ст. викладач</i>	
Оптимізація енерговитрат струминно-щільового диспергатора молока .....	42
<i>Лебідь М.Р.</i>	
<i>Науковий керівник: Самойчук К.О., д.т.н., доцент</i>	
Особливості розрахунку критерію рейнольдса для мехатронних вузлів, що застосовують в мобільних енергетичних засобах.....	43
<i>Сельська А.А.</i>	
<i>Науковий керівник: Стефановський О.Б., к.т.н., доцент</i>	
Оцінка товщини лакофарбових покриттів виробів з деревини ультразвуковим способом ....	44
<i>Тетервак І.Р.</i>	
<i>Науковий керівник: Бондаренко Л.Ю., к.т.н., доцент</i>	
Підвищення продуктивності вовчків за рахунок удосконалення ріжучого механізму.....	45
<i>Барієв Р.А.</i>	
<i>Науковий керівник: Циб В.Г., старший викладач</i>	
Позиціонування і автоматичне пілотування МГА у малому сільському господарстві .....	46
<i>Курашкін О.С.</i>	
<i>Науковий керівник: Мовчан В.Ф., к.т.н., доцент</i>	
Програмна реалізація методики розв'язання деяких задач нарисної геометрії.....	47
<i>Прихода С.В.</i>	
<i>Науковий керівник: Івженко О.В., к.т.н., доцент</i>	
Програмна реалізація для дискретного геометричного моделювання профілю лопатки турбокомпресора.....	48
<i>Янель Ю.В.</i>	
<i>Науковий керівник: Щербина В.М., к.т.н., доцент</i>	

## ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ КРИТЕРІЮ РЕЙНОЛЬДСА ДЛЯ МЕХАТРОННИХ ВУЗЛІВ, ЩО ЗАСТОСОВУЮТЬ В МОБІЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБАХ

Сельська А.А., *mez@tsatu.edu.ua*

*Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного*

У мобільних енергетичних засобах сільськогосподарського призначення застосовуються різні конструкції мехатронних вузлів, через які рухається робоча рідина. Хоча цей рух прийнято характеризувати критерієм або числом Рейнольдса  $Re$ , пропорційним швидкості руху рідини  $v$  та діаметром каналу  $d$ , де вона рухається, конструкція вузла може суттєво впливати на способи визначення цих параметрів і, отже, на складність виразу для обчислення  $Re$ . Найбільш просто розрахувати  $Re$  для трубопроводу [1]. Тут  $v$  – це усереднена за його перерізом швидкість руху рідини, а  $d$  – еквівалентний діаметр, який для круглого перерізу збігається з його звичайним діаметром. Для щільного або площинного каналу рівний входу в трубопровід можна знехтувати, то потік рідини вважається ламінарним.

Складніше розрахувати  $Re$  навіть для такого простого вузла, як циліндричний підшипник ковзання (ЦПК). Такі вузли широко застосовуються у поршневих двигунах і компресорах та потребують постійного підведення змащувальної рідини під певним тиском. В роботі [2] наведено два способи визначення  $Re$  для ЦПК: в першому добутку  $vd$  пропорційний відношенню подачі рідини до діаметра вала, а в другому  $vd$  пропорційний добутку частоти обертання вала, його діаметра та величини зазору в підшипнику. У свою чергу, подача рідини до нього сама залежить від частоти обертання, тиску рідини та ряду інших факторів. Також двома способами визначається і межа ламінарного руху рідини в ЦПК, причому можливі ситуації, коли результати суперечать один одному.

Для інших мехатронних вузлів, зокрема тих, що застосовуються в об'ємних гідроприводах, рекомендується [3] обчислювати  $Re$  через відношення подачі рідини до ширини каналу або зазору  $b$ , де вона тече. Це обумовлено тим, що середня швидкість рідини зворотно пропорційна добутку  $b\Delta$ , а добуток цієї швидкості на  $d=2\Delta$ , якому пропорційно число  $Re$ , від  $\Delta$  не залежить. Є відомості [4], що в щілинах і зазорах гідроапаратів порушення ламінарного руху рідини відбувається при  $Re < 10^3$ . Водночас, від  $\Delta$  суттєво залежать втрати тиску рідини, бо вони пропорційні квадрату її швидкості.

Для складних мехатронних вузлів, як насос або гідромотор, прийнято визначати питомий робочий об'єм, як відношення робочого об'єму до  $2\pi \approx 6,283$ . Для шестеренного насоса, наприклад, робочий об'єм пропорційний добутку ширини шестерен на квадрат їх початкового діаметра [5]. Звідси випливає, що крім ширини  $b$  каналів та (або) робочих елементів, експлуатаційні властивості таких вузлів залежать від інших макроскопічних розмірів.

### Список використаних джерел

1. Штеренлихт Д.В. Гидравлика. М.: Энергоатомиздат, 1984. 640 с.
2. Болтянский О.В., Стефановский А.Б. Особенности цилиндрического подшипника скольжения как гидравлического устройства // Праці ТДАТУ. Мелітополь, 2018. Вип.18, т.2. С. 273-285.
3. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины. Основы теории и расчет гидродинамических и тепловых процессов. М.: Машиностроение, 1966. 160 с.
4. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1991. 384 с.
5. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение, 1974. 606 с.

**Науковий керівник: Стефановський О.Б., к.т.н., доцент**