

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ АГРАРНИХ НАУК УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ ЗЕМЛЕРОБСЬКОЇ МЕХАНІКИ

Матеріали

XX Міжнародної наукової конференції,
присвяченої 119-й річниці з дня народження
академіка Петра Мефодійовича Василенка

м. Миколаїв, 17-19 жовтня 2019 р.



Миколаїв
2019

XX Міжнародна наукова конференція
«Сучасні проблеми землеробської механіки», присвячена 119-й річниці з дня
народження академіка Петра Мефодійовича Василенка

УДК 631.31

С89

Редакційна колегія:

В. С. Шибанін – д-р техн. наук, професор
Д. В. Бабенко – канд. техн. наук, професор
І. П. Атаманюк – д-р техн. наук, професор
А. А. Ставинський – д-р техн. наук, професор
В. І. Гавриш – д-р екон. наук, професор
Г. О. Іванов – канд. техн. наук, професор
О. А. Горбенко – канд. техн. наук, доцент
Л. В. Вахоніна – канд. фіз.-мат. наук, доцент
П. М. Полянський – канд. екон. наук, доцент
К. М. Горбунова – канд. пед. наук, доцент

Сучасні проблеми землеробської механіки: матеріали XX
С89 Міжнародної наукової конференції, присвяченої 119-й річниці з дня
народження академіка Петра Мефодійовича Василенка, 17-19 жовтня,
2019 р., м. Миколаїв / Міністерство освіти і науки України ;
Миколаївський національний аграрний університет. – Миколаїв :
МНАУ, 2019. – 222 с.

У матеріалах збірника XX Міжнародної наукової конференції «Сучасні
проблеми землеробської механіки», присвяченої 119-й річниці з дня
народження академіка Петра Мефодійовича Василенка, розглянуто актуальні
проблеми землеробської механіки та запропоновано шляхи їх вирішення,
обґрунтовано інноваційні шляхи в розробці та проектуванні новітньої
сільськогосподарської техніки.

Для інженерів, науково-педагогічних працівників, аспірантів.

УДК 631.31

© Миколаївський національний
аграрний університет, 2019

XX Міжнародна наукова конференція
«Сучасні проблеми землеробської механіки», присвячена 119-й річниці з дня
народження академіка Петра Мефодійовича Василенка

Дослідження конструктивних параметрів чизельних робочих органів з метою зниження енерговитрат	
Храмов М. С., Лимар О. О., Артюх В. О., Толгаренко М. О.	184
Аналітична модель визначення позицій мінімізації групових зв'язків комплексної системи відновлення працездатності сільськогосподарських машин	
Роговський І. Л.	186
Умови переходу в пластичний стан під рушіями мта	
Соларьов О. О., Перепічай С. О.	189
Тривалість щозмінного технічного обслуговування льонозбиральних комбайнів як складова їх ремонтпридатності і фактор технологічної надійності	
Лімонт А. С.	191
Дослідження гідромашини 310.224	
Музичук В.І.	193
Оцінка ефективності використання прямого електричного нагріву в процесі сушіння яблучної сировини	
Савойський О. Ю.	195
Hammer feeder`s electric drive energy efficiency increase	
D. Koshkin	197
Актуальні питання охорони праці в енергетичній галузі України	
Курепін В. М., Курепін В. М.	199
Вантажопідіймальні машини	
Іванов Г. О., Полянський П. М.	202
Стан сучасних напрямів відновлення корпусних деталей мобільних енергетичних засобів	
Бистрий О. М., Новицький А. В., Козятинський М. І.	205
Перспективи генерації сонячної енергії на основі аналізу сучасного стану альтернативних джерел	
Бородай І. І., Кунденко В. А.	207
Наукова місія машиновипробування на сучасному етапі розвитку агроінженерії	
Кравчук В. І.	208

УДК 621.774

ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОМАШИНИ 310.224

Музичук В.І.

Вінницький національний аграрний університет

Основним елементом конструкції гідромашини, що забезпечує її ресурс, є пара поршень-шатун, які з'єднуються між собою на різьбонакатному верстаті.

Після з'єднання необхідно забезпечити такі параметри: пара «поршень-шатун» не повинна заклинюватись; величина осьового зазору між поршнем і шатуном не повинна перевищувати 0,12 мм. Однак при реалізації з'єднання осьовий зазор коливається в великих межах, що зменшує ресурс гідромашини.

При вивченні процесу з'єднання пари «поршень-шатун» гідромашини, розроблено метод розрахунку напружено-деформованого стану [1]. По твердості визначена інтенсивність напружень і інтенсивність деформацій. Інтегруванням диференціальних рівнянь рівноваги отримані компоненти тензора напружень, також нами враховувалося зміцнення металу і зміна радіусів кривизни в меридіональному й окружному напрямках.

Остаточно отримані нами формули мають вигляд:

$$\sigma_\rho = \sigma_\theta + \frac{\mu\sigma_k}{s \sin \alpha} \left(1 + \frac{z}{R_\theta} + \frac{2z}{R_\rho} \right) \frac{\rho}{2} + \sigma_m \frac{r_0}{\rho}, \quad (1)$$

$$\sigma_\rho - \sigma_\theta = \sigma_u, \quad (2)$$

$$\sigma_k = \frac{\left(\sigma_u - \sigma_m \frac{r_0}{\rho} \right) 2s \sin \alpha}{\mu\rho \left(1 + \frac{z}{R_\theta} + \frac{2z}{R_\rho} \right)}, \quad (3)$$

де σ_ρ – радіальне, σ_θ – тангенціальне, σ_m – меридіональне, σ_k – контактне напруження, μ – коефіцієнт тертя $\mu=0,28\dots0,32$. Геометричні параметри $s, z, \rho, r_0, R_\theta, R_\rho, \alpha$ показано на рис. 1-2.

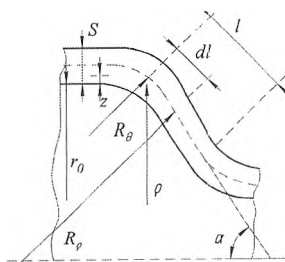


Рис. 1. Елемент поршня

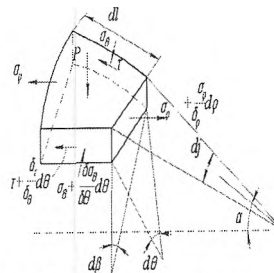


Рис. 2. Напружений стан елемента поршня

Крім розглянутого вище методу розрахунку напружено-деформованого стану при з'єднанні пари поршень-шатун гідромашини, експериментально визначали кінематику деформування. При проведенні експериментів на внутрішню поверхню шатуна наносили подільну сітку базую 1 мм.

По викривленій подільній сітці визначали компоненти тензора деформацій. При цьому розраховували: головну окружну деформацію

$$e_{\theta} = \ln \frac{\theta_0}{\theta_i}, \quad (4)$$

головну деформацію в меридіональному напрямку

$$e_m = \ln \frac{z_i}{z_0}, \quad (5)$$

радіальну деформацію з умови сталості об'єму (умова нестисливості)

$$e_{\rho} = -e_m - e_{\theta}. \quad (6)$$

У формулах (4), (5), $z_0, z_i, \theta_0, \theta_i$ – відстань між вузлами подільної сітки, z_0, θ_0 до, і z_i, θ_i після деформування.

Згідно формул (4), (5), (6), а також фактично обмірюваним параметрам деформованої подільної сітки $e_m \equiv e_1 > 0$, $e_{\theta} \equiv e_2 < 0$, $e_{\rho} \equiv e_3 < 0$, знаючи величину головних деформацій на внутрішній частині заготовки поршня, можна розрахувати інтенсивність деформацій по формулі:

$$e_u = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{e_m^2 + e_{\theta}^2 + e_m e_{\theta}}, \quad (7)$$

За допомогою співвідношень деформаційної теорії пластичності розраховували компоненти девіатора напружень.

Отримана інформація про кінематику течії в процесі з'єднання дозволила виявити механізм утворення нерегламентованих осьових зазорів між поршнем і шатуном. Показано, що основними бракувальними ознаками при з'єднанні є невідповідність регламентованих осьових зазорів внаслідок різних механічних характеристик досліджуваних сталей, непрямим проявом яких є твердість. Найбільше значення твердості, а отже накопиченої інтенсивності деформацій, виявляється поблизу контакту деформуючого ролика.

При підвищеній твердості заготовки поршня окружні і меридіональні деформації у внутрішній порожнині виявилися меншими в порівнянні з деформаціями в заготовках, виготовлених з більш м'якої сталі. Відмінність у вихідній твердості на 13% приводить до нестабільного заповнення порожнини поршня при з'єднанні, і викликає зростання зазору між шатуном і поршнем.

Список використаних джерел

1. Огородников В.А. Оценка деформируемости металлов при обработке давлением. – к.: Высшая школа, 1983. – 175 с.
2. Нахайчук О.В., Огородников В.А., Музычук В.И. Напряжённо-деформированное состояние процесса закатки поршня-шатуна поршневого насоса // Вибрации в технике и технологиях. – 2005. - № 2(40). – с. 63-66.