

**Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний аграрний університет  
ННБК «Всеукраїнський науково-навчальний консорціум»  
Національний університет біоресурсів і природокористування України  
Харківський національний технічний університет сільського  
господарства імені Петра Василенка**



**ПРОГРАМА  
ВСЕУКРАЇНСЬКОЇ НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ  
КОНФЕРЕНЦІЇ**

**«Інженерно-технологічне забезпечення аграрного сектору  
економіки: сучасний стан, проблеми та перспективи»**



**21-22 жовтня 2020 року**

**ВНАУ, вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна**

*Захід внесено в реєстр УкрІНТЕІ (посвідчення № 209 від 4 березня 2020 р.)*

## ПОРЯДОК РОБОТИ КОНФЕРЕНЦІЇ

**21 жовтня 2020 р.**

Ознайомлення з науково-технічними розробками та виданнями Вінницького національного аграрного університету, матеріально-технічною базою університету та ННБК «Всеукраїнського науково-навчального консорціуму».

**22 жовтня 2020 р.**

**09<sup>00</sup>-10<sup>00</sup>** Реєстрація учасників (*2-ий корпус, 2-й поверх*)

**10<sup>00</sup>-12<sup>30</sup>** ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ (*ауд. 2220*)

**12<sup>30</sup>-14<sup>00</sup>** Перерва

**14<sup>00</sup>-16<sup>00</sup>** **РОБОТА СЕКЦІЙ**

**Секція 1.** Інноваційні техніко-технологічні системи в агроінженерії та технічному сервісі (*ауд. 2327*).

**Секція 2.** Сучасні інноваційні технології в машинобудуванні та переробній галузі агропромислового комплексу (*ауд. 2319*).

**Секція 3.** Новітні підходи та досягнення електроінженерії в контексті енергоефективного розвитку аграрного сектора економіки (*ауд. 3210*).

**16<sup>00</sup>-16<sup>30</sup>** Підведення підсумків конференції

### РЕГЛАМЕНТ

Доповідь на пленарному засіданні – до 10 хв.

Доповідь на секційному засіданні – до 5 хв.

Дискусія – 2–3 хв.

## СЕКЦІЯ 2

### СУЧАСНІ ІННОВАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ ТА ПЕРЕРОБНІЙ ГАЛУЗІ АГРОПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ

**Голова секції: Веселовська Наталія Ростиславівна** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри машин та обладнання сільськогосподарського виробництва.

**Секретар секції: Моторна Оксана Олексіївна** – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри машин та обладнання сільськогосподарського виробництва.

**14:00 – 14:05 ОСОБЛИВОСТІ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ВІКОН ЗОЛОТНИКОВИХ РОЗПОДІЛЬНИКІВ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ САМОХІДНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН**

**Шаргородський Сергій Анатолійович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри машин та обладнання сільськогосподарського виробництва

*Вінницький національний аграрний університет*

**14:05 – 14:10 ДОСЛІДЖЕННЯ ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ З'ЄДНАННЯ ПОРШНЯ ІЗ ШАТУНОМ НЕРЕГУЛЬОВАНОГО ПОРШНЕВОГО НАСОСА**

**Музичук Василь Іванович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри технологічних процесів та обладнання переробних і харчових виробництв

*Вінницький національний аграрний університет*

**14:10 – 14:15 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАВАНТАЖЕННЯ ТЕРКОВОГО ПРИСТРОЮ НАСІННЄВИМ ВОРОХОМ**

**Твердохліб Ігор Вікторович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці

*Вінницький національний аграрний університет*

**14:15 – 14:20 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ СКОЛЮВАННЯ ШКАРЛУПИ ГОРІХА В РЕЗУЛЬТАТІ СИЛОВОЇ ДІЇ НАШВСФЕРИЧНИХ ПОВЕРХОНЬ**

**Полевода Юрій Алікович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри технологічних процесів та обладнання переробних і харчових виробництв

*Вінницький національний аграрний університет*

**14:20 – 14:25 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКЦІЇ І РОЗМІРІВ ЗАБІРНОЇ І КАЛІБРУЮЧОЇ ПОВЕРХНІ БЕЗСТРУЖЕЧНИХ МІТЧИКІВ НА ПРОЦЕС ВИТИСКУВАННЯ РІЗЬБИ**

**Токарчук Олексій Анатолійович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри технологічних процесів та обладнання переробних і харчових виробництв

*Вінницький національний аграрний університет*

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ННВК «ВСЕУКРАЇНСЬКИЙ НАУКОВО-НАВЧАЛЬНИЙ КОНСОРЦІУМ»  
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



Всеукраїнський науково-навчальний консорціум  
Ukrainian scientific-educational consortium



# СЕРТИФІКАТ

УЧАСНИКА ВСЕУКРАЇНСЬКОЇ НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ

«ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ АГРАРНОГО СЕКТОРУ  
ЕКОНОМІКИ: СУЧАСНИЙ СТАН, ПРОБЛЕМИ ТА ПЕРСПЕКТИВИ»

(Держ. реєстр. УкрНДТЕІ № 209 від 4 березня 2020 р.)

**ШАРГОРОДСЬКОГО СЕРГІЯ АНАТОЛІЙОВИЧА**

Президент Консорціуму  
Г.М. КОДЕТНИК

В.о. ректора ВНАУ  
В.А. МАЗУК



21-22 жовтня 2020 р.  
м. Вінниця

# ОСОБЛИВОСТІ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНИХ РОЗПОДІЛЬНИКІВ ЗОЛОТНИКОВОГО ТИПУ ДЛЯ СИСТЕМ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ МОБІЛЬНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

к.т.н., доцент Шаргородський С.А.  
*Вінницький національний аграрний університет*

Системи гідрооб'ємного рульового керування знайшли широке застосування у технологічних машинах сільськогосподарського призначення завдяки своїй надійності, простоті у обслуговуванні, вигідній компоновці, компактності. Але крім зазначених вище переваг, системи такого типу мають ще ряд недоліків, одним з яких є можливість виникнення некерованого переміщення штока виконавчого гідроциліндра при дії попутного навантаження внаслідок невідповідності характеристик системи. Для визначення шляхів розв'язання указаної проблеми, що виникає при роботі даної системи під час дії попутного навантаження була складена і досліджена математична модель [1], яка враховує конструктивні особливості золотникового розподільника насоса-дозатора МРГ.01 – конічні кромки дросельних вікон (базова модель). В результаті дослідження були сформульовані рекомендації по вибору параметрів як системи в цілому, так і її елементів, а саме золотникового розподільника насоса – дозатора МРГ.01. Як відзначалося у попередніх публікаціях [1, 2] найбільше на розташування області стійкої роботи системи при дії попутного навантаження на шток гідроциліндра впливають геометричні характеристики робочих вікон розподільника. Математична модель, що досліджена у роботі [2], враховувала конічну форму вікна золотникового розподільника, але дана форма робочої кромки не є єдиною можливою, крім того існує багато технологічних проблем при її виготовленні, завдяки малим кутам ( $3^\circ$ ) нахилу твірної конуса. Тому була поставлена задача синтезувати таку форму кромки золотника, при якій система працювала б у найбільш якісному режимі і затрати на виробництво золотника були б мінімальні.

Розглянемо найбільш простий варіант – на кромках золотника створимо декілька пазів. Конструктивна схема вікна золотникового розподільника даного типу представлена на рис. 1.

Математичний вираз, який описує залежність зміни площі прохідного перерізу кромки від переміщення золотника має вигляд:

$$f_i(x) = \begin{cases} n_i \cdot a_i \cdot (x - l_i) + 0.25 \cdot \pi \cdot ((d + \delta)^2 - (d)^2) \rightarrow (x \geq l_i) \wedge ((x - b_i) < l_i) \\ n_i \cdot a_i \cdot b_i + \pi \cdot \sqrt{(x - l_i)^2 + (\delta)^2} \rightarrow (x \geq l_i) \wedge ((x - b_i) \geq l_i) \\ 0 \rightarrow (x < l_i) \end{cases} \quad (1)$$

де  $i = 1, \dots, 8$  – номер кромки золотника;  $f_i(x)$  – площа прохідного перерізу  $i$ -ого вікна золотникового розподільника дозуючого вузла;  $n$  – кількість пазів

на кромці;  $a$  – ширина пазу на кромці золотникового розподільника. Інші позначення, що використовуються у формулі (1) відповідають прийнятим при складанні моделі [1].

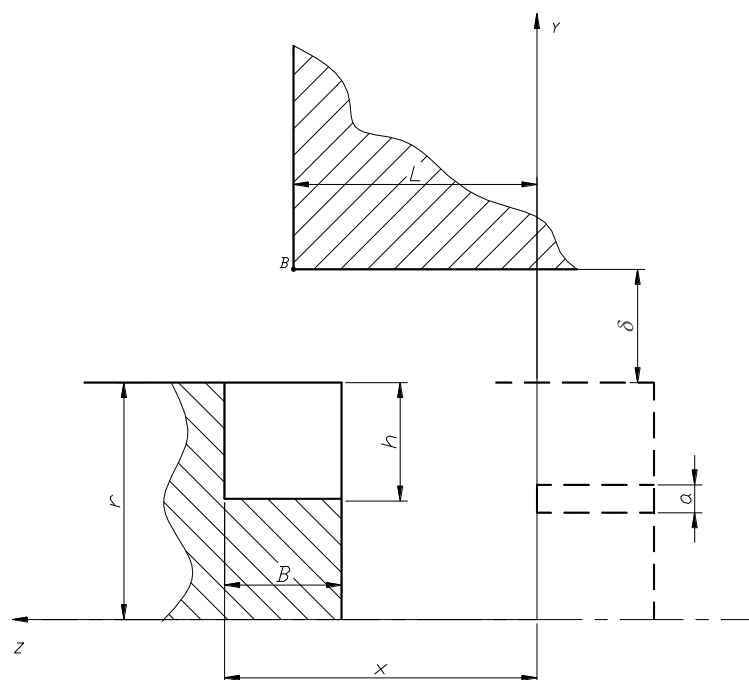


Рис.1. Конструкція дроселюючих кромок золотникового розподільника.

Підставляючи залежність (1) у систему рівнянь, що описані у [1], і розв'язуючи їх у чисельному вигляді за допомогою методу Рунге – Кутта – Фельдберга з автоматичною зміною кроку інтегрування, отримуємо ряд перехідних процесів, що описують роботу даної системи. Приклад перехідного процесу швидкості руху виконавчого гідроциліндра системи з модернізованою конструкцією золотникового розподільника при наступних параметрах системи  $q=80 \text{ см}^3/\text{рад}$ ,  $w_1=20 \text{ об/хв}$ ,  $Fz=30 \text{ см}^2$ ,  $l_1=0.6 \text{ мм}$ ,  $l_2=0.6 \text{ мм}$ ,  $l_3=0.6 \text{ мм}$ ,  $l_4=0.9 \text{ мм}$ ,  $l_5=-1.5 \text{ мм}$ ,  $l_6=-1.5 \text{ мм}$ ,  $l_7=0.9 \text{ мм}$ ,  $l_8=0.6 \text{ мм}$ ,  $l_9=-0.5 \text{ мм}$ ,  $l_{10}=-0.5 \text{ мм}$ ,  $b_1=0.185 \text{ мм}$ ,  $b_2=0.195 \text{ мм}$ ,  $b_3=0.195 \text{ мм}$ ,  $b_4=0.165 \text{ мм}$ ,  $b_5=0.16 \text{ мм}$ ,  $b_6=0.16 \text{ мм}$ ,  $b_7=0.165 \text{ мм}$ ,  $b_8=0.185 \text{ мм}$ ,  $n_1=2$ ,  $n_2=2$ ,  $n_3=2$ ,  $n_4=2$ ,  $n_5=2$ ,  $n_6=2$ ,  $n_7=2$ ,  $n_8=2$ ,  $a_1=3.5 \text{ мм}$ ,  $a_2=3.5 \text{ мм}$ ,  $a_3=3.5 \text{ мм}$ ,  $a_4=3.5 \text{ мм}$ ,  $a_5=4.0 \text{ мм}$ ,  $a_6=4.0 \text{ мм}$ ,  $a_7=3.5 \text{ мм}$ ,  $a_8=3.5 \text{ мм}$ . (позначення параметрів відповідає прийнятим при складанні моделі [1]) показано на рис. 2.

На рис. 3 показано перехідний процес швидкості руху штока виконавчого гідроциліндра при використанні золотникового розподільника з конічними кромками при наступних параметрах системи:  $q=80 \text{ см}^3/\text{рад}$ ,  $w_1=20 \text{ об/хв}$ ,  $\gamma=3^\circ$ ,  $Fz=30 \text{ см}^2$ ,  $l_1=0.6 \text{ мм}$ ,  $l_2=0.6 \text{ мм}$ ,  $l_3=0.6 \text{ мм}$ ,  $l_4=0.9 \text{ мм}$ ,  $l_5=-2 \text{ мм}$ ,  $l_6=-2 \text{ мм}$ ,  $l_7=0.9 \text{ мм}$ ,  $l_8=0.6 \text{ мм}$ ,  $l_9=-0.5 \text{ мм}$ ,  $l_{10}=-0.5 \text{ мм}$ ,  $b_1=0.185 \text{ мм}$ ,  $b_2=0.195 \text{ мм}$ ,  $b_3=0.195 \text{ мм}$ ,  $b_4=0.165 \text{ мм}$ ,  $b_5=0.155 \text{ мм}$ ,  $b_6=0.155 \text{ мм}$ ,  $b_7=0.165 \text{ мм}$ ,  $b_8=0.185 \text{ мм}$ .

Слід зазначити, що при отриманні перехідних процесів, які представлені на рис. 2 і рис. 3 значення ширини канавки на кромці (параметр  $a$ ) і кількість

канавок (параметр  $n$ ), підбирались таким чином, щоб величина площі прохідного перерізу вікна модернізованого золотникового розподільника дорівнювала величині площі прохідного перерізу вікна золотникового розподільника базової конструкції.

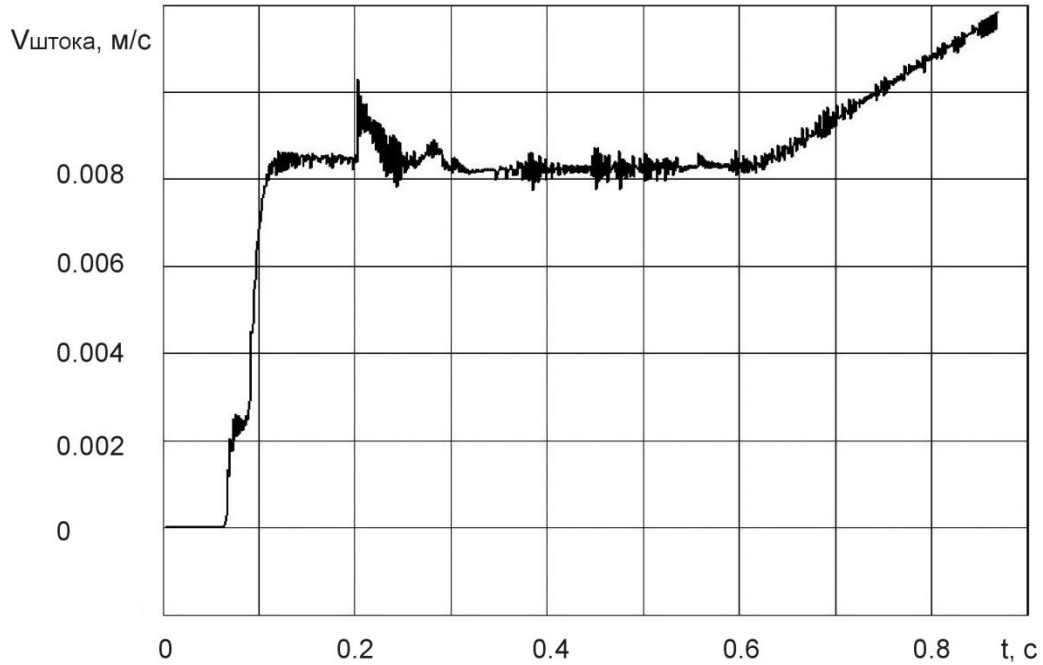


Рис.2. Перехідний процес швидкості руху виконавчого гідроциліндра системи при використанні золотникового розподільника з прямокутними пазами на робочих кромках

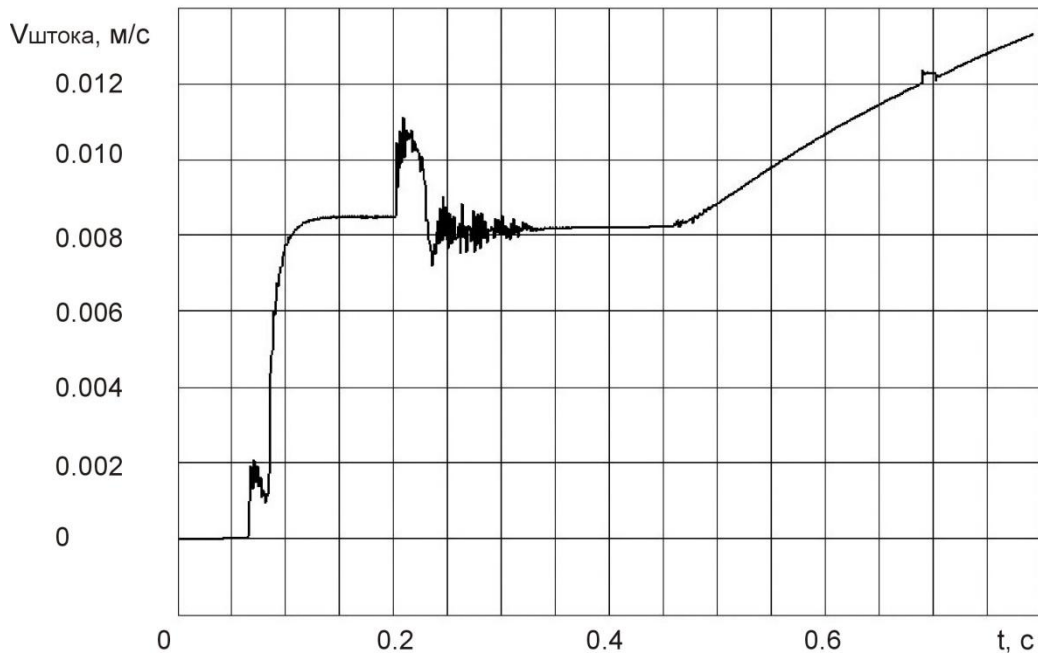


Рис.3. Перехідний процес швидкості руху виконавчого гідроциліндра системи при використанні золотникового розподільника з конічними робочими кромками

Порівняльний аналіз процесів, показаних на рис. 2 та 3, свідчить, що перехід на конструкцію робочих вікон у вигляді прямокутних пазів, при співпаданні всіх інших умов роботи гідрооб'ємного рульового механізму суттєво підвищує граничне значення попутного навантаження. Так режим некерованої роботи рульового гідромеханізму, при якому швидкість руху штока виконавчого гідроциліндра починає перевищувати ту, яка задається подачею насоса, при прямокутній формі кромek настає при попутному навантаженні  $p_{\text{поп}} = 45.0$  кН, в той час як при конічній формі кромek такий режим настає при попутному навантаженні  $p_{\text{поп}} = 24.0$  кН при даних параметрах системи гідрооб'ємного рульового керування.

При дослідженні роботи системи було виявлено, що найбільш інформативною про стан системи при дії попутного навантаження є залежність витрати рідини крізь противакуумний клапан від перепаду тиску на виконавчому гідроциліндрі (рис. 4).

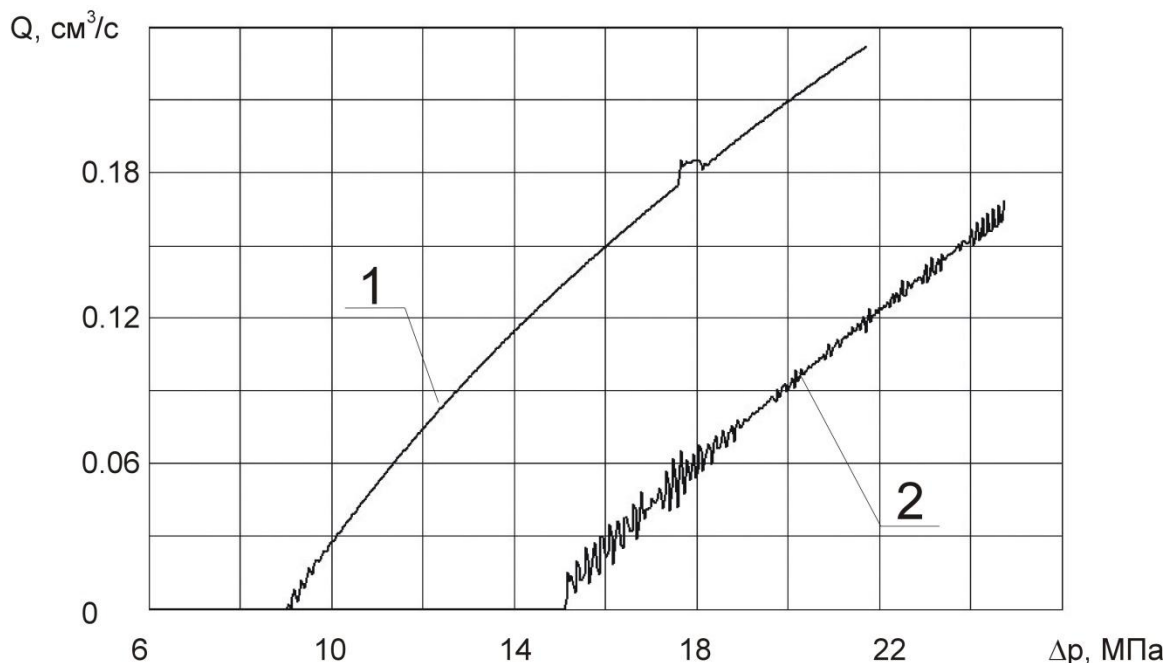


Рис. 4. Залежність витрати робочої рідини крізь противакуумний клапан при:

- 1 – конічній формі вікон золотникового розподільника;
- 2 – модернізованій конструкції вікон золотникового розподільника.

У випадку виникнення явища некерованого руху штока гідроциліндра тиск у зливній порожнині гідроциліндра стрімко зростає, в той час як у напірній порожнині тиск падає і в момент, коли тиск досягає свого мінімально допустимого значення – спрацьовують противакуумні клапани, завдяки яким в систему потрапляє додаткова рідина, запобігаючи тим самим розриву робочої рідини. На рис. 4. показано витратну характеристику противакуумного клапана для двох конструктивних варіантів виконання золотника розподільника. Перша крива отримана при моделюванні золотника



з конічними дросельними кромками. У випадку використання золотника такої конструкції явище некерованого руху штока гідроциліндра виникає при перепаді тиску на виконавчому органі системи гідрооб'ємного рульового керування, що становить 8 МПа. В той час як використання у розподільнику золотника з пазами на дроселюючих кромках (крива 2) дозволяє працювати при перепаді тиску в порожнинах гідроциліндра до 15 МПа. Також, порівнюючи з результатами дослідження базової моделі, модернізована модель при зміні кутової швидкості обертання рульового колеса працює при дії попутного навантаження на шток гідроциліндра краще, ніж базова модель. При збільшенні кутової швидкості обертання рульового колеса перепад тиску при якому починається некероване переміщення штока гідроциліндра системи гідрооб'ємного рульового керування зменшується як в базовій, так і в модернізованій моделі, але в модернізованій моделі, величина перепаду тиску на гідроциліндрі в 1.8 раз більше ніж у базовій моделі. При дії зустрічного навантаження модернізована система у порівнянні з базовою працює однаково ефективно, а отже запропонована зміна форми дросельної кромки золотника підвищує спроможність роботи дозуючого вузла системи гідрооб'ємного рульового керування при дії попутного навантаження приблизно в 1.8 рази, крім того запропонована зміна конструкції покращує технологічність виготовлення золотника та не впливає на стійкість роботи системи.

### *Література*

1. Іванов М.І., Переяславський О.М., Шаргородський С.А. Моделювання системи гідрооб'ємного рульового керування на базі насоса-дозатора типу МРГ 01// Вибрації в техніке и технологиях –2002.-№2(23)– С.47-62
2. Іванов М.І., Шаргородський С.А. Дослідження роботи системи гідрооб'ємного рульового керування на базі насоса – дозатора МРГ. 01 при попутному навантаженні робочих органів.// Вестник НТУУ "КПІ" машиностроение – 2002. №42 Том 1. С. 187- 192