

**О. В. Узунов, д.т.н., професор,  
І. В. Ночніченко, к.т.н., старший викладач**

*Національний технічний університет України «КПІ»*

## УТОЧНЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ГІДРАВЛІЧНОГО АМОРТИЗАТОРА ШЛЯХОМ РОЗРАХУНКУ КОЕФІЦІЄНТУ ВИТРАТИ КРІЗЬ ДРОСЕЛІ КЛАПАННО-ДРОСЕЛЬНОЇ ГРУПИ

**Актуальність.** Гідравлічні амортизатори набули широкого розповсюдження для захисту об'єктів від вібраційних навантажень. Незважаючи на їх ефективність вони мають недолік - залежність робочої характеристики від зовнішніх та внутрішніх чинників. Зміна температури робочої рідини під дією вказаних чинників призводить до суттєвої зміни в'язкості, що змінює зусилля опору гідравлічного амортизатора. Стабілізацію характеристик забезпечують за допомогою застосування автоматично регульованих дроселів. При моделюванні процесів в гідравлічних амортизаторах з дроселями такої конструкції модель повинна враховувати температурні зміни коефіцієнту витрати [1, 2, 3]. Відсутність таких даних обумовила необхідність проведення додаткових досліджень для уточнення математичної моделі.

**Метою роботи** є підвищення точності математичної моделі гідравлічного амортизатора шляхом врахування змін коефіцієнту витрати в умовах зміни температури робочої рідини.

**Результати досліджень.** Для встановлення впливу зміни в'язкості робочої рідини на характеристики дроселів визначалась їх витратні характеристики. Набір таких характеристик відповідав заданому температурному діапазону. За результатами експериментальних досліджень визначено залежність коефіцієнта витрати робочої рідини від числа Рейнольдса для різних значень кінематичної в'язкості. Експерименти проводилися для типової клапанно-дросельної групи та клапанно-дросельної групи з автоматичним регулюванням площ дроселів. Отримані результати були апроксимовані за допомогою поліноміальних залежностей (таблиця 1).

Таблиця 1 – Математичні залежності для визначення коефіцієнту витрати у дроселях клапанно-дросельних груп

Тип клапанно-дросельної групи	Кінематична в'язкість робочої рідини, ( $\nu$ , $m^2/c$ )	Математична функція для визначення $\mu$
Типовий	0,000035	$\mu = -0,000000028Re^2 + 0,00011Re + 0,088$
	0,000045	$\mu = 0,0258 Re^{0,258}$
	0,00008	$\mu = 0,000000003 Re^3 - 0,00000064 Re^2 + 0,00041 Re + 0,040$
	0,0001	$\mu = -0,00000009 Re^2 + 0,000139 Re + 0,064$
	0,00015	$\mu = 0,032 Re^{0,16}$
	0,00018	$\mu = 0,0000093 Re + 0,058$
	0,00025	$\mu = 0,000113 Re + 0,036326$
З автоматичним регулюванням дроселів	0,000035	$\mu = 0,000029 Re + 0,064$
	0,000045	$\mu = 0,000027 Re + 0,054$
	0,00008	$\mu = 0,000025 Re + 0,05$
	0,0001	$\mu = 0,00002 Re + 0,045$
	0,00015	$\mu = 0,00001 Re + 0,04$

Для уточнення математичної моделі коефіцієнт витрати розраховується на основі алгоритму, який полягає в наступному (рисунок 2). Початковими даними є: температура робочої рідини ( $t$  °C) та її тип, тип клапанно-дросельної групи (типовий або з автоматичним регулюванням площ дроселів). За заданим типом робочої рідини та її температурою ( $t$  °C) визначається кінематична в'язкість ( $\nu$ ). Відповідно до значень кінематичної в'язкості ( $\nu$ ), поточних значень швидкості руху ( $v$ ) робочої рідини у

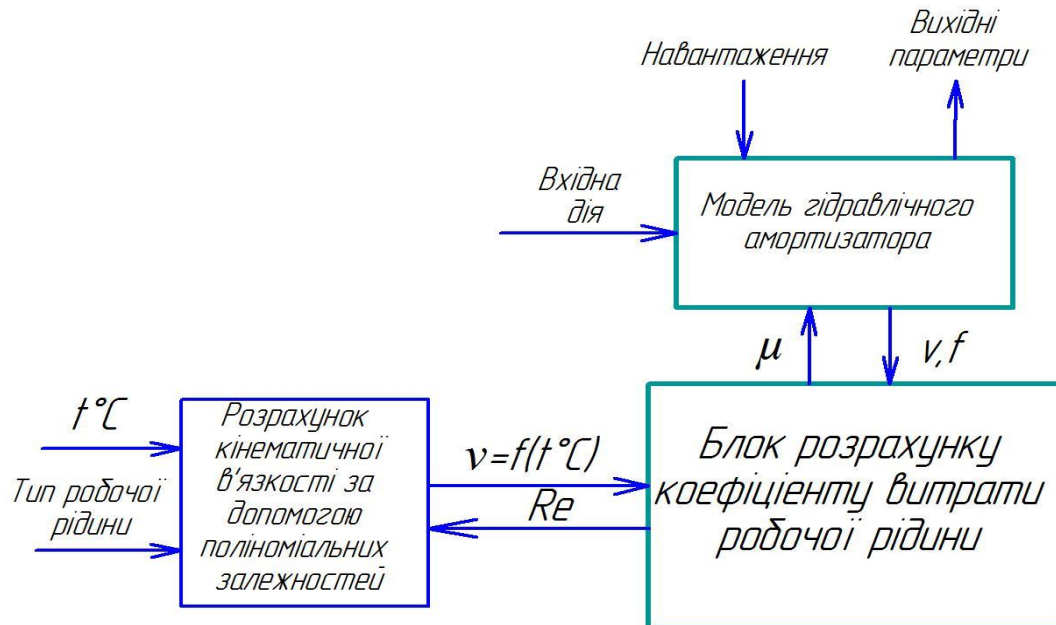


Рисунок 1 – Алгоритм розрахунку коефіцієнту витрати в математичній моделі гідравлічного амортизатора

дроселях та площ дроселів ( $f$ ), які у випадку застосування типової клапанно-дросельної групи приймають постійними, визначають число Рейнольдса ( $Re$ ). На основі поліноміальних залежностей (табл.1) за величиною числа ( $Re$ ) розраховується коефіцієнт витрати ( $\mu$ ). Значення коефіцієнту ( $\mu$ ) використовується для розрахунку поточної витрати крізь дроселі ( $Q$ ) у моделі гідравлічного амортизатора. У випадку застосування клапанно-дросельної групи з автоматичним регулюванням площ дроселів в розрахунку числа Рейнольдса використовують поточні значення площ дроселів ( $f$ ), що відповідають значенням температури робочої рідини [2].

Порівняння результатів моделювання з експериментальними даними показало, що застосування розробленого алгоритму підвищує точність математичної моделі гідравлічного амортизатора для заданих типів клапанно-дросельних груп не менш ніж на 50%.

### Література

1. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин. [2 изд. перераб. и доп.] / А.Д. Дербаремдикер. — М.: Машиностроение, 1985 г. —200 с.
2. Ночніченко І.В. Гідравлічний амортизатор з автоматичною стабілізацією характеристик в змінних умовах експлуатації // І.В. Ночніченко / Вісник Кременчуцького національного університету ім. М.Остроградського. – Кременчук, 2014. – № 3 (86). – С. 117-124.
3. Узунов О. В. Математична модель робочого процесу у гідравлічному автомобільному амортизаторі / І. В. Ночніченко, О. В. Узунов // Науково – технічний збірник НТУ. – Київ. – 2011. – № 65. – С. 100-111.