

ЗМЕНШЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ РЕШІТОК ВОВЧКА

Некоз О.І., *д.т.н., професор,*

Національний університет харчових технологій

Шевченко В.В.,

Вербицький С.Б.,

Технологічний інститут молока і м'яса УААН

Батраченко О.В.

Черкаський державний технологічний університет

Представлено разработанные математические выражения по определению давления сопротивления конических и составных отверстий решеток волчка. Данные выражения позволяют определять величину общего гидравлического сопротивления решетки в зависимости от конструкций отверстий. Обосновано низкую эффективность применения для решеток волчка ранее известных конструкций отверстий, предложено новую, более эффективную конструкцию отверстий та рассчитано ее эффективность.

The devised mathematical expressions are represented by the definition of conical and grating top compound holes pressure drag. The expressions allow to size up the general hydraulic resistance depending on holes structure. A low efficiency of well-known holes structures for the grating top is reasoned. A new more efficient holes structure is suggested and its efficiency is estimated.

Постановка проблеми. До сучасного технологічного обладнання м'ясопереробного виробництва висуваються все більш жорсткі вимоги із забезпечення якості продукції, енерго- та ресурсозбереження. Зокрема, це стосується м'ясорізальних вовчків.

Актуальність роботи. Зменшення гідравлічного опору (ГО) решіток вовчка дозволить скоротити витрати енергії на привід робочого шнека та поліпшити якість продукту – при меншому тиску втрати м'ясного соку із сировини будуть меншими.

На практиці зменшення гідравлічного опору решіток можна здійснити двома способами: зменшенням площі перемичок між отворами та зменшенням опору руху всередині отворів. Конструктивно останній спосіб доцільно реалізовувати шляхом зменшення товщини решітки або за-

стосування конічних отворів, що розширюються у напрямку руху сировини [1, 2].

Але в той же час у відомих працях не наведено кількісні дані про вплив форми отворів на величину опору, не подано порівняльний розрахунок зміни ГО решіток в залежності від конфігурації їх отворів. Доцільним є визначення такої залежності. На думку авторів цієї роботи, така геометрична форма при зменшенні опору руху сировини всередині отвору зумовить збільшення опору втисненню сировини в отвори внаслідок збільшення ширини перемички δ (найменшої відстані між поверхнями двох сусідніх отворів) між ними (рис. 1). Збільшення ширини перемичок обумовлене збільшенням діаметра отвору на виході d_1 і відстанями d_T , які лімітовані технологією виготовлення решіток.

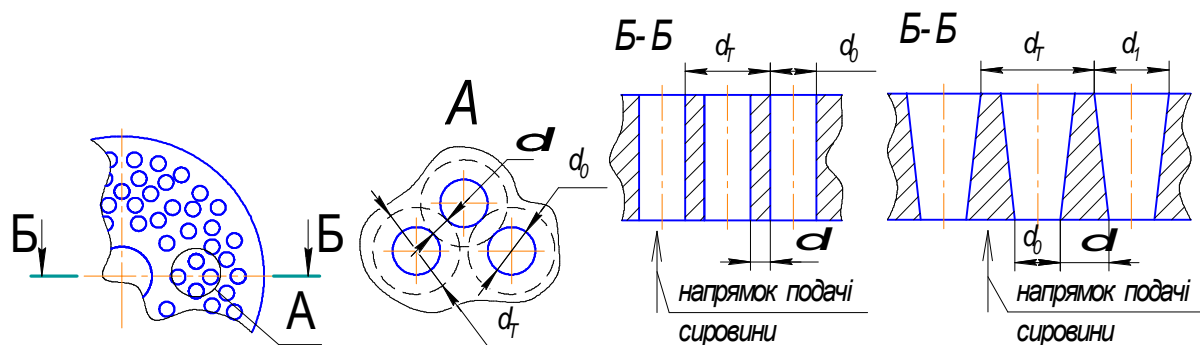


Рис. 1. Геометричні параметри циліндричних та конічних отворів

Аналіз джерел. Як було зазначено, зменшення ГО решітки пропонується досягати декількома шляхами.

Відомим виразом, що найбільш повно відображує вплив параметрів на значення опору циліндричного каналу, можна вважати вираз, поданий у [3]:

$$P_x = \left(\frac{q_0}{m} \right) \cdot e^{\frac{4f \cdot m \cdot L}{d_0}} - \frac{q_0}{m} \quad (1)$$

де q_0 – залишковий боковий тиск;
 μ – коефіцієнт бокового тиску;
 f – коефіцієнт тертя сировини об стінки каналу;
 L – довжина каналу (отвору);
 d_0 – діаметр отвору.

Недоліком цього виразу є неможливість розрахунку опору конічних каналів.

Можна зробити висновок, що, незважаючи на існування багатьох видів конструкцій отворів решіток вовчка та результатів експериментальних і аналітичних досліджень, на цей час не розроблено математичні вирази, які б дозволили проводити розрахунки ефективності зменшення ГО конічних отворів та достатньо обґрунтували б певний тип конструкції отворів решітки. Використання таких виразів дозволить забезпечити підвищення технічного рівня м'ясорізальних вовчків при менших капіталовкладеннях.

Метою нашої статті є: висвітлення розробки математичного виразу для визначення величини гідравлічного опору конічних отворів в залежності від геометричних параметрів отвору та механічних властивостей сировини; розробка конструкції отвору, яка здатна забезпечити найменший гідравлічний опір решітки.

Основна частина. Виведемо залежність опору конічного каналу, що розширюється, від його параметрів та від механічних і реологічних параметрів м'ясної сировини. Для цього складемо диференціальне рівняння рівноваги елементарного шару сировини товщиною dx на відстані x від початку каналу.

На рис. 2 зображено схему дії сил на елементарний шар сировини товщиною dx , що знаходиться в каналі із початковим діаметром d_0 нескінченної довжини. На елементарний шар сировини діє осьовий тиск P_x , що призводить до руху елементарного шару. У протилежному до P_x напрямку діють сила опору ($P_x + dP_x$) та сила тертя F_{mp} . Дія осьового тиску P_x передається від сировини на стінки каналу боковим тиском q .

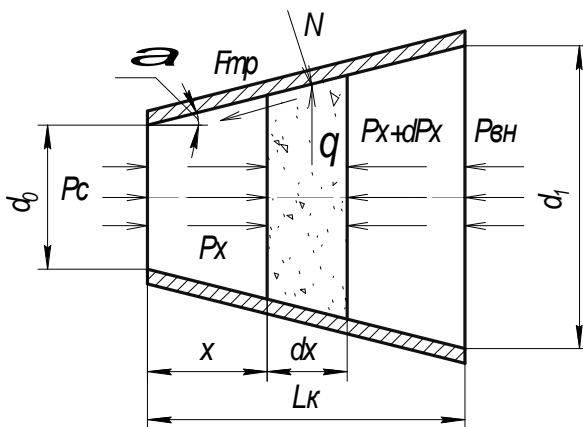


Рис. 2. Схема сил, що діють на елементарний шар сировини в каналі

Для пластично-пружних матеріалів величина бокового тиску розраховується за виразом

$$q = m \cdot P + q_0, \quad (2)$$

де P – осьовий тиск;
 μ – коефіцієнт бокового тиску;
 q_0 – величина залишкового бокового тиску після припинення дії осьового навантаження ($q_0 = 0,04 - 0,015$) P).

Позначимо: l_x та u_x – відповідно периметр та площа поперечного перерізу каналу на відстані x ; L_k – довжина каналу; α – кут нахилу твірної конуса. Рівняння рівноваги шару із врахуванням сил тертя в проекції на вісь каналу x буде:

$$P_x \cdot u_x - (P_x + dP_x) \cdot u_x - F_{mp,x} \frac{l_x \cdot dx}{\cos a} + N_x \frac{l_x \cdot dx}{\cos a} = 0. \quad (3)$$

Силу тертя можна визначити як $F_{mp,x} = f \cdot N = f \cdot q_x \cdot \cos a$,

де f – коефіцієнт тертя сировини по стінках каналу.

Тоді рівняння рівноваги запишеться так:

$$P_x \cdot u_x - (P_x + dP_x) \cdot u_x - \frac{l_x \cdot dx}{\cos a} f \cdot q_x \times \cos a + q_x \cdot (\cos a)(\sin a) \frac{l_x \cdot dx}{\cos a} = 0. \quad (4)$$

Після підстановки q_x з (2), відповідних перетворень та розділення змінних рівняння (4) набуде вигляду

$$\frac{dP_x}{m \cdot P_x + q_0} = \frac{l_x}{u_x} \cdot dx(\sin a - f).$$

Для каналу круглого перерізу $\frac{l_x}{u_x} = \frac{4}{d_0 + 2x \cdot \operatorname{tg} a}$,

де d_0 – початковий діаметр каналу. Отримаємо

$$\frac{dP_x}{m \cdot P_x + q_0} = \frac{k'}{d_0 + 2x \cdot \operatorname{tga}} \cdot dx, \quad (5)$$

де $k' = 4(\sin \alpha - f)$.

Після інтегрування лівої частини рівняння (5) у межах від P_c до P_x , а правої – від 0 до x та відповідних перетворень буде:

$$\frac{mP_x + q_0}{mP_c + q_0} = \left(\frac{d_0 + 2x \cdot \operatorname{tga}}{d_0} \right)^{\frac{mk'}{2\operatorname{tga}}}$$

При вирішенні цього рівняння відносно P_c отримаємо вираз для визначення опору конічного каналу, що розширюється:

$$P_c = \left(\frac{mP_{\theta n} + q_0}{m} \right) \left(\frac{d_0}{d_0 + 2x \cdot \operatorname{tga}} \right)^{\frac{mk'}{2\operatorname{tga}}} - \frac{q_0}{m}. \quad (6)$$

При $x = L_K$ тиск $P_{\theta n}$ буде дорівнювати нулю у випадку відсутності подальшого опору. Замінивши координату x на довжину каналу L_K , отримаємо:

$$P_c = \left(\frac{q_0}{m} \right) \left(\frac{d_0}{d_0 + 2L_K \cdot \operatorname{tga}} \right)^k - \frac{q_0}{m}, \quad (7)$$

де q_0 – залишковий боковий тиск, МПа;
 μ – коефіцієнт бокового тиску;
 d_0 – вхідний діаметр отвору;

L_K – довжина каналу (отвору);

α – кут між твірною конуса та його віссю;

$k = \frac{2m(\sin \alpha - f)}{\operatorname{tga}}$ – показник степеня;

f – коефіцієнт тертя сировини об стінки каналу.

Як приклад розрахуємо тиск опору отвору діаметром 3 мм (як такого, що найчастіше використовується у вихідних решітках) при змінних значеннях його довжини.

Розрахунок проведемо за виразом (7) при таких значеннях параметрів: $P = 0,4$ МПа [4]; $q_0 = 0,04P$; $\mu = 0,7$ [5]; $f = 0,13$ – динамічний коефіцієнт тертя яловичини по сталі при швидкості руху 0,050 м/с [5]; $L_K = 22$ (згідно з ГОСТ 28533-90 для решіток зовнішнім діаметром 250 мм товщина решітки набуває максимального значення 22 мм); $\alpha = 3^\circ, 5^\circ, 7^\circ$.

Результати розрахунку подані на рис. 3 у вигляді графічної залежності величини тиску опору від довжини каналу.

Як видно з рис. 3, вказана залежність має лінійний характер. Максимальне значення опору спостерігається для каналу довжиною 22 мм із кутом $\alpha = 3^\circ$ – 0,05 МПа. Збільшення кута нахилу твірної конуса α від 3° до 7° приводить до зменшення тиску опору каналу на довжині 15 мм (як для найтиповіших решіток зовнішнім діаметром 15 мм) з 0,0305 до 0,0017 МПа, тобто більше ніж у 10 разів.

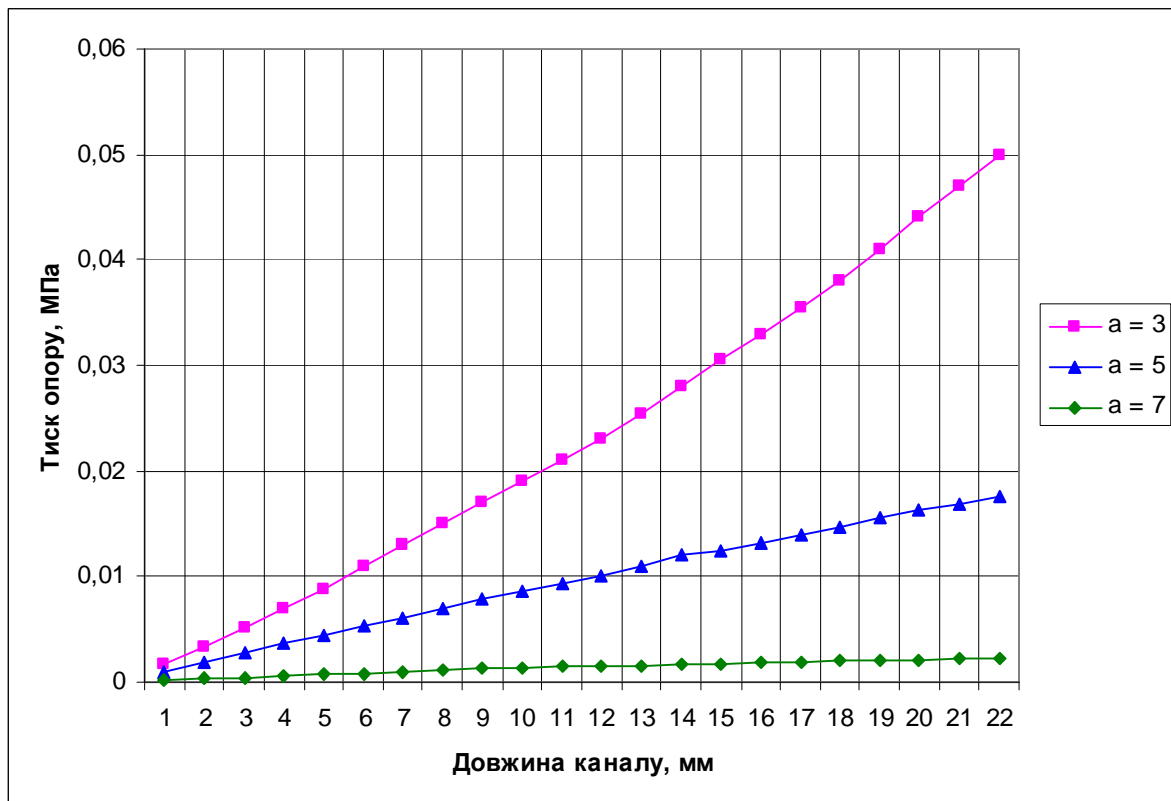


Рис. 3. Залежність величини тиску опору від довжини каналу

Цікавим може виявитися порівняння опору конічного каналу та циліндричного, що мають однакове значення початкового діаметра. З цією метою розрахуємо за (1) значення опору циліндричного каналу при $P = 0,4$ МПа; $q_0 = 0,04P$; $\mu = 0,7$; $f = 0,13$. Результат поданий

на рис. 4. У межах довжин каналу від 10 до 22 мм, які приймаються для решіток вовчків, опір конічного каналу з кутом 3° менший за опір циліндричного каналу від 3 до 6 разів. Для каналу з більшим значенням кута (7°) різниця ще більш яскраво виражена.

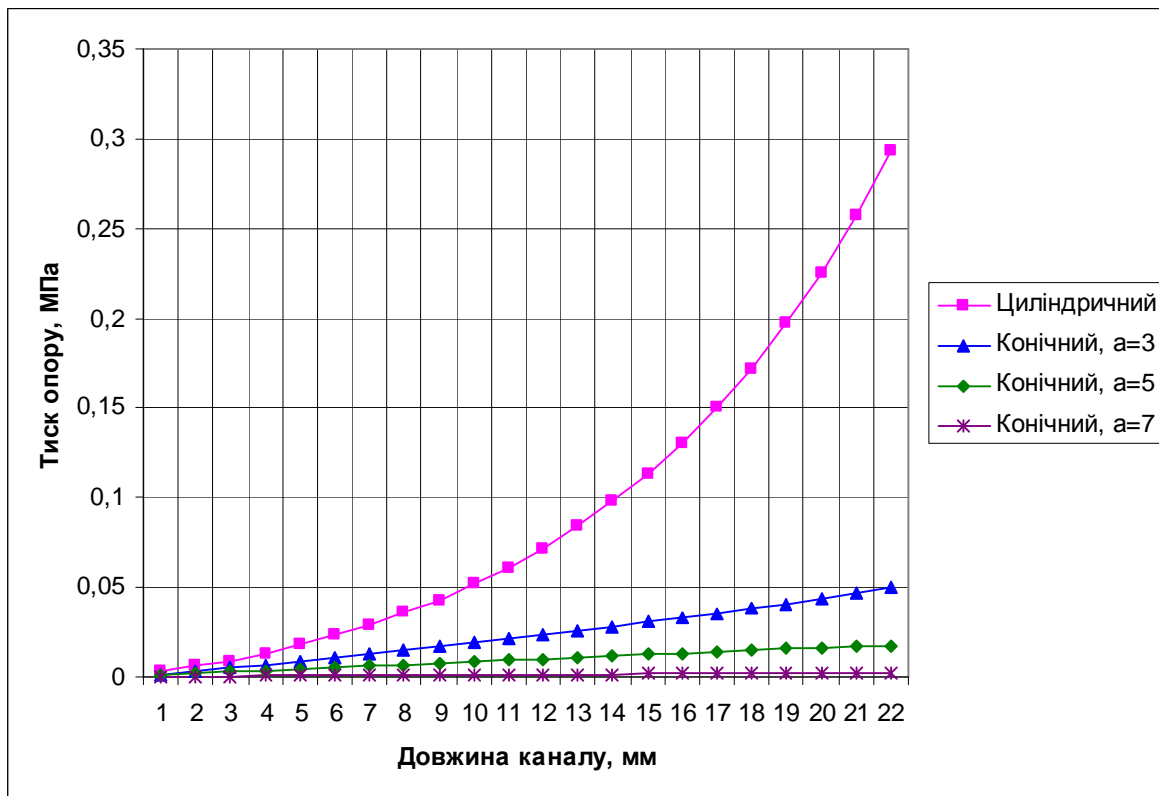


Рис. 4. Залежність величини тиску опору від довжини каналу

Це дозволяє стверджувати, що застосування конічної конфігурації отвору ефективно зменшує опір руху м'ясної сировини всередині отворів решіток вовчка.

Але, як зазначалось вище, конусна форма отворів зумовлює збільшення опору втисненню сировини в отвори решітки. Задля визначення впливу конічної конфігурації отворів решітки на її загальний гідравлічний опір виконаємо такі розрахунки.

Згідно з даними експериментальних досліджень [4] та ін., середнє значення тиску в різальному вузлі вовчка становить 0,4 МПа. Як впливає з [2] або результатів розрахунку за (1), поданих на рис. 4, для циліндричних отворів діаметром 3 мм і довжиною близько 15 мм (як для решіток вовчків середньої потужності) значення опору отворів знаходиться в межах 0,084 – 0,113 МПа. Таким чином, можна визначити, яку частку від загального становить опір втисненню сировини в отвори або «лобовий опір» для заданого типу отворів.

Очевидно, що $P = P_n + P_c$, де P_n – лобовий опір решітки, P_c – опір каналів (отворів) решітки. Отже, у цьому випадку $P_n = 0,75P$ або, в

середньому за даних умов, $P_n = 0,75 \cdot 0,4 = 0,3$ МПа. Знаючи значення лобового опору за нормальних умов (вказаний загальний опір, довжина каналів та площа поверхні решітки між циліндричними отворами, яку можна прийняти за 1), можна вирахувати підвищення P_n внаслідок збільшення площі поверхні решітки (збільшення найменших відстаней між отворами) при застосуванні конічних отворів.

Так, згідно з [4], збільшення лобового опору решітки прямо пропорційне збільшенню площі перемичок (зменшенню діаметрів отворів). Тоді можна записати

$$\frac{P_{n2}}{P_{n1}} = \frac{4t \cdot d_2}{4t \cdot d_1} = \frac{d_2}{d_1},$$

або
$$P_{n2} = \frac{d_2}{d_1} P_{n1} = n \cdot P_{n1},$$

де n – коефіцієнт, що показує, у скільки разів зменшився діаметр отворів решітки. Величина перемичок δ між отворами, як видно з рис. 1, залежить від найбільшого діаметра отвору (для циліндричних – d_0 , для конічних – d_1) та від тех-

нологічних відстаней, що дорівнюють $(d_n - d_0)$ та $(d_n - d_l)$ для циліндричних та конічних отворів відповідно. Значення діаметра d_l для конічних отворів визначається за виразом $d_l = d_0 + 2L_k \cdot \operatorname{tg} \alpha$, відповідно до позначень, зазначених вище. Значення технологічних відстаней для отворів діаметром 3 мм можна визначити за решітками, що серійно випускаються $(d_n - d_0) = 2,5$ мм.

Таким чином, можна визначити коефіцієнт збільшення площі перемичок при переході від циліндричної до конічної конфігурації отворів (відповідно до позначень рис. 1): $n = \frac{d_1 + 2,5}{d_0 + 2,5}$.

В такому разі, відповідно, значення лобового опору при переході від циліндричної до конічної конфігурації отворів запишеться:

$$P_n^k = 0,75P \left(1 + \frac{2L_k \cdot \operatorname{tg} \alpha}{d_0 + 2,5} \right). \quad (8)$$

Компоненту P_c^k (опір конічних отворів) можна визначити за (7). Виконавши розрахунки за наведеними виразами, визначили, що при довжині отворів 15 мм та загальному тиску в різальному вузлі 0,4 МПа при переході до конічних отворів із кутами $\alpha = 3^\circ; 5^\circ; 7^\circ$ загальний ГО решітки становив значення, наведені у табл. 1.

Таблиця 1

Загальний гідравлічний опір решітки при використанні конічних отворів

Кут $\alpha, ^\circ$	Лобовий опір P_n^k , МПа	Опір всередині отвору P_c^k , МПа	Загальний ГО решітки P^k , МПа	Частка збільшення загального ГО, %
3	0,386	0,030	0,416	4
5	0,443	0,012	0,456	14
7	0,501	0,002	0,503	25,6

Як видно з даних табл. 1, використання конічних отворів для решіток вовчка приводить, на відміну від даних відомих літературних джерел, до збільшення загального гідравлічного опору вихідної решітки, а значить – і всього різального вузла. Таким чином, неможна вважати конструкції решітки з конічними отворами такими, що здатні забезпечити підвищення технічного рівня вовчків.

Задля виконання поставленої задачі авторами запропоновано нову конфігурацію отворів решітки – отвір складається із конічної початкової частини та циліндричної, що йде за нею (рис. 5).

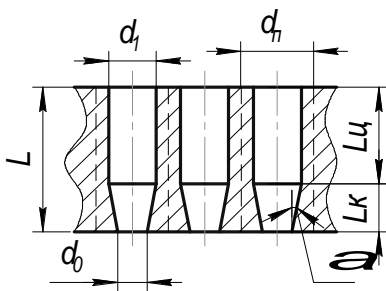


Рис. 5. Розроблена конфігурація отворів

З метою визначення ефективності запропонованої конфігурації отворів та оптимізації геометричних параметрів було проведено такі розрахунки.

Загальний опір при використанні складаних отворів (рис. 5) визначиться як

$$P = P_n + P_c^k + P_c^y, \quad (9)$$

де P_n – лобовий опір решітки (розраховується за (8));

P_c^k – опір конічної ділянки отворів (розраховується за (7));

P_c^y – опір циліндричної ділянки (розраховується за (1) при $d_0 = d_l$).

Розраховані значення загального ГО та його складових при використанні складаних отворів довжиною 15 мм (як для решіток вовчків середньої потужності), початковим діаметром $d_0 = 3$ мм та кутом нахилу твірної конуса, що набуває найбільш оптимального значення $\alpha = 3^\circ$, наведено на рис. 6. Згідно з проведеними розрахунками було визначено, що найменший загальний ГО решітки спостерігається при довжині конічної частини $L_k = 5$ мм, тобто $L_k = L/3$, і становить 0,37 МПа, що на 6,3 % менше за ГО решітки із циліндричними каналами. Це підтверджує раціональність запропонованої конфігурації складаних отворів стосовно поставленої мети.

Висновки. Розроблено математичний вираз, що дозволяє розраховувати величину тиску опору конічних отворів решіток вовчка при змінних геометричних параметрах отворів та структурно-механічних властивостях м'ясної сировини.

Встановлено, що при збільшенні довжини отвору величина тиску опору збільшується, причому ця залежність має лінійний характер. Найбільше значення опору, 0,05 МПа, спостерігається при довжині каналу 22 мм та куті нахилу твірної конуса 3° . Порівняння опору конічних каналів з опором каналів циліндричних дозволило встановити, що в межах прийнятих значень довжин опір конічних каналів є від 3 до 6 разів меншим.

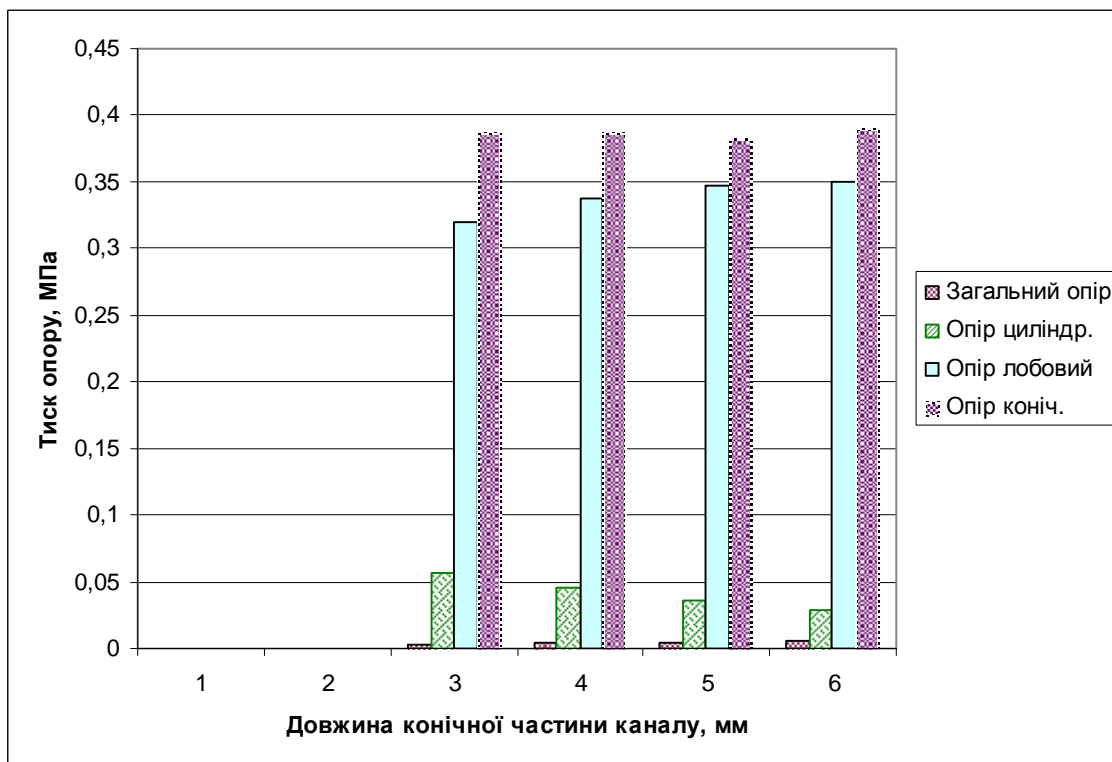


Рис. 6. Залежність загального ГО та його складових від довжини конічної частини отворів

Визначено частку лобового опору та опору каналів у значенні загального гідравлічного опору, для отворів діаметром 3 мм вона становить відповідно 75 та 25 %. Розроблено математичний вираз для визначення загального ГО решітки при використанні конічних каналів. Встановлено, що за такої конструкції значення загального ГО збільшується, на відміну від даних відомих літературних джерел.

Розроблено нову конфігурацію отворів решітки вовчка, яка дозволяє зменшити загальний ГО решітки в порівнянні із циліндричними отворами. Розроблено математичний вираз для визначення загального ГО решітки при використанні розроблених комбінованих отворів. Встановлено, що для отворів із початковим діаметром 3 мм та довжиною 15 мм ГО набуває найменшого значення при довжині конусної частини 5 мм та кут нахилу твірної конуса 3°. Зменшення загального ГО при такій конфігурації відбувається завдяки збільшенню діаметра на ділянці конусної частини, зменшенню подовження [3] циліндричної частини та зменшенню величини перемичок між отворами.

Результати цієї роботи можуть бути застосовані при:

- розробці нових конструкцій деталей різального вузла вовчків;
- проведенні енергетичних розрахунків вовчків;
- виборі оптимальної конструкції різального вузла.

ЛІТЕРАТУРА

1. Новое в конструировании волчков: Обзор информ / В.И. Ивашов., Т.В. Чижикова и др. – М.: АгроНИИТЭИММП, 1988.
2. Пат. 83502 України, МПК В02С18/00 Перфорована решітка подрібнювача / В.І. Костарев; Заявл. 22.03.2006; Опубл. 25.07.2008, Бюл. 2008, №14.
3. Некоз О.І., Шевченко В.В., Вербицький С.Б., О.В. Батраченко. Розрахунок величини тиску опору технологічних отворів решіток вовчка. // Вісник ЧДТУ. – 2008. – №3.
4. Некоз С.О. Підвищення ефективності роботи і довговічності різального комплексу м'ясорізальних вовчків: Дис. ... канд. техн. наук. – К.: Український державний університет харчових технологій, 2001. – 165 с.
5. Структурно-механические характеристики пищевых продуктов / Под ред. А.В. Горбатова. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 296 с.

Некоз О.І., д.т.н., професор кафедри матеріалознавства та технології машинобудування Національного університету харчових технологій.

Шевченко В.В., завідувач лабораторії механізації м'ясного виробництва Технологічного інституту молока і м'яса Української аграрної академії наук.

Вербицький С.Б., завідувач лабораторії стандартизації та метрології Технологічного інституту молока і м'яса Української аграрної академії наук.

Батраченко О.В., асистент кафедри обладнання переробних і харчових виробництв Черкаського державного технологічного університету.