

УДК 664.72.047,54:005.591.6

## FEATURES OF TECHNOLOGY AND THERMAL AERODYNAMICS OF AMERICAN GRAIN DRYERS

**I. Gaponjuk***National University of Food Technologies***Key words:**

dehydration,  
regimes,  
thermolability,  
gas flow energy

**Article history:**

Received 08.12.2022

Received in revised form  
14.12.2022

Accepted 20.12.2022

**Corresponding author:**

zenidtar@gmail.com

**ABSTRACT**

According to the technological and thermo-aerodynamic performance indicators of American chamber-type devices for grain dehydration of late crops in production conditions obtained by the author's team, a comparative analysis of them with traditional domestic dehydration technologies was performed. The kinetics of dehydration of capillary-porous colloidal bodies under variable parameters of phase media were obtained by the modeling method, layer-by-layer non-uniformity of temperature and moisture in the grain layer was established, and the dynamics of the potential value of drying gases along the trajectory of their movement in the grain layer.

The effect of variable pressure gradient and flow energy of working gases on the intensity of interphase heat and mass exchange was studied. An analysis of the calculated and passport thermal capacity of the burners was performed for compliance with the technological needs of the dryer for the cold and warm periods of operation of the drying apparatus. The application of conventional units of measurement of the productivity of American dryers in planned tons, instead of physical ones, for the analysis of the technological parameters of their operation under different parameters of the grain and its intended use is substantiated.

The deviation of the productivity of the drying apparatus in planned and physical tones at different initial humidity of dehydrated grain from 28 to 43% was calculated. The essence of these performance differences is established and methods of eliminating the shortcomings of the technology and thermo-aerodynamics of the specified devices are substantiated. Methods of reducing the aerodynamic imbalance of the grain dryer and reducing the temperature difference in the grain layer are substantiated. "Blind" aerodynamic and thermal zones in the dryer were identified and a decision to reduce them was substantiated. Constructive solutions have been developed to reduce the energy losses of the flow of working gases by reducing the aerodynamic losses of the drying apparatus.

---

DOI: 10.24263/2225-2916-2022-31-32-13

---

# ОСОБЛИВОСТІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ТЕПЛОАЕРОДИНАМІКИ АПАРАТІВ СУШІННЯ ЗЕРНА АМЕРИКАНСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

І. І. Гапонюк, д-р техн. наук

Національний університет харчових технологій

*За отриманими технологічними й теплоаеродинамічними показниками роботи апаратів камерного типу американського виробництва зі зневоднення зерна пізніх культур у виробничих умовах виконано порівняльний аналіз із найбільш поширеними моделями апаратів сушіння зерна вітчизняного виробництва. Обґрунтовано способи зменшення аеродинамічного дисбалансу зерносушарки та зменшення різниці температури в шарі зерна. Виявлено «сліпі» аеродинамічні та теплові зони й обґрунтовано рішення з їх зменшення. Розроблено конструктивні рішення зі зменшення втрат енергії течії робочих газів шляхом зменшення аеродинамічних втрат.*  
**Ключові слова:** зневоднення, режими, термолабільність, енергія течії газів.

**Постановка проблеми.** Зростання обсягів зібраного урожаю зерна та його експортних потоків у поєднанні з дефіцитом промислових зерносховищ і необхідністю оперативного приведення зерна в стійкий стан зберігання зумовлюють застосування інтенсивних технологій зневоднення. Оскільки потенціал вітчизняного парку апаратів сушіння лише частково, в межах 35%, може задовольнити потребу в них, у вітчизняній практиці досить широко запроваджено апарати сушіння зерна іноземного виробництва провідних машинобудівельних заводів Європи та обох Америк. Енергоєфективність використання теплоносіїв зі зневоднення зерна залежить від досконалості технології та режимів сушіння і для вітчизняних поступається перед провідними закордонними на 25—35%. За середнього споживання природного газу одним сушильним агрегатом найпоширенішої закордонної моделі близько 15 тис. м<sup>3</sup>/доб втрати через недосконалість його технології сушіння можуть сягати 3,5 тис. м<sup>3</sup>/доб. У пропонованій статті досліджено особливості технології й теплоаеродинаміки власне північноамериканських апаратів сушіння, що відрізняються від європейських аналогів рядом інноваційних рішень, особливістю застосування в них аеродинамічних потоків і складністю сприймання неметричних одиниць виміру.

Викладені матеріали ґрунтуються на дослідженнях зерносушарок у виробничих умовах, застосуванні загальновідомих закономірностей і методів розрахунків теплофізичних й аеродинамічних закономірностей стану та взаємодії фазових середовищ [2; 4; 6; 7].

На нашу думку, цей аналітичний матеріал може стати в нагоді здобувачам навчальних закладів і всім тим, хто працює не лише із вказаними модифікаціями сушарок, а й з іншими моделями камерних чи модульних апаратів.

Автори висловлюють подяку провідним менеджерам агрохолдингу ТОВ «АКРІС АГРО» та адміністрації їх лінійного елеватора за надану можливість і сприяння дослідницьким роботам.

**Мета статті:** встановити сутність фізико-технологічних особливостей провідних зарубіжних апаратів сушіння камерного типу та можливість їх удосконалення.

**Матеріали і методи.** Об'єкт дослідження: технологія, режими, теплоаеродинаміка, кінетика вологості шару зерна та потенціалу робочих газів, інтенсивність міжфазового тепломасообміну та рекуперація теплоти камерних апаратів сушіння.

Предмет дослідження: градієнти температури та вологи фазових середовищ, теп-

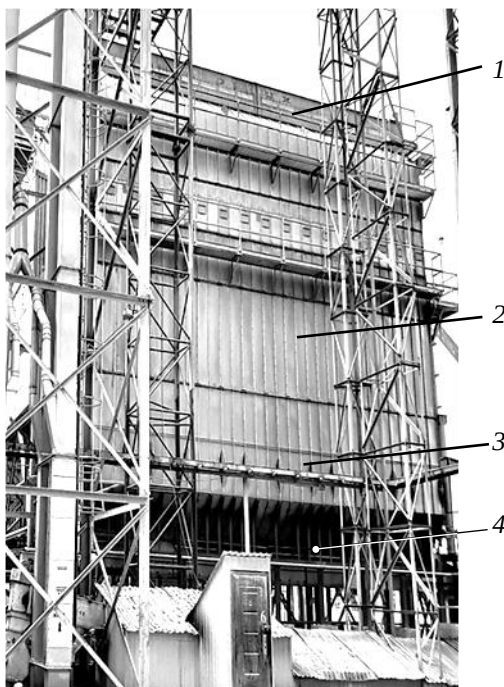
ломасообмін, рушійний потенціал дифузії вологи, різниця парціальних тисків, пошарова нерівномірність температури і вологи в шарі зерна та в шпаринах тіла зернини, вологовміст і відносна вологість газів довкілля та робочих газів, тріщинуватість зернин, питомі витрати теплоти.

Параметри фазових середовищ та умов зневоднення прийнято наближено до виробничих за товщиною шару зерна  $h=0,30$  і  $0,31$  м, вологовміст робочих газів  $d_1=(3...6)$  г/кг<sub>с.п.</sub> та їх відносної вологості  $\varphi_1=(0,05...0,15)\%$ , відносна вологість відпрацьованих робочих газів  $\varphi_2=(75...100)\%$  та їх абсолютний вологовміст  $d_2=(26...31)$  г/кг<sub>с.п.</sub>, фіктивна швидкість газів у шарі зерна  $v_\phi=0,25$  м/с, живий перетин теплообмінної поверхні 26,6% та 23,5% верхньої і нижньої частини камери відповідно, зерно кукурудзи вологістю  $W_0=(19,5...28,3)\%$ , температура газів довкілля  $t_0$  від  $+9$  до  $-2$  °С та робочих  $t_1=(100...110)$  °С, енергія течії робочих газів  $H_d=(750...950)$  Па.

У наведених нижче аналітичних матеріалах викладено результати авторських досліджень камерних сушарок американського виробництва у виробничих умовах із сушіння зерна кукурудзи в пізно-осінній період із використанням традиційних методів розрахунків.

**Результати дослідження.** Конструктивні особливості камерного апарата сушіння та аналіз технічних параметрів викладено в номері 30 цього часопису за 2021 рік.

Зовнішній вигляд апарата сушіння, його сушильну камеру та теплогенеруючого пристрою подано на рис. 1, 2 і 3 відповідно.



**Рис. 1. Зовнішній вигляд апарата сушіння:** 1 — транспортер завантаження вологого зерна в апарат; 2 — сушильна камера; 3 — охолоджувальна камера; 4 — вивантажувальний пристрій сухого зерна

Кінетику конвективного сушіння пізніх зернових культур у виробничих умовах

вітчизняних апаратів сушіння елеваторів за авторськими дослідженнями представлено на рис. 4. На ньому можна відмітити три періоди сушіння:

- період (0— $a$ ) зростаючої швидкості сушіння та нагрівання шару зерна до заданої температури. Відносно короткий за тривалістю в межах 5...10 хв;
- період сталої швидкості сушіння та температури шару зерна ( $a$ — $b$ ) (рис. 4). Як і у вітчизняних технологіях, цей період є основним і найдовшим за тривалістю;
- період ( $b$ — $e$ ) спадної швидкості сушіння з одночасним зростанням швидкості нагрівання шару зерна  $\delta\theta/\Delta t$ . Найбільш енергозатратний, що пов'язано зі зростанням енергії утримування вологи в тілі зернин. Питомі енергозатрати перевищують розрахункові з фазових перетворень вологи зневоднюваного тіла в 3,5...4,5 раза по зерну кукурудзи.

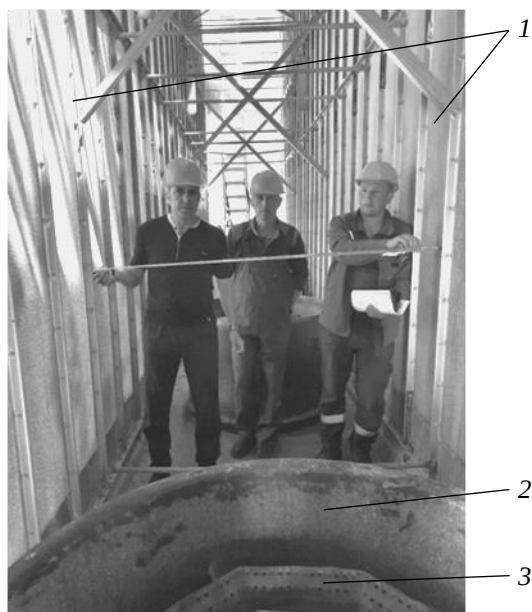
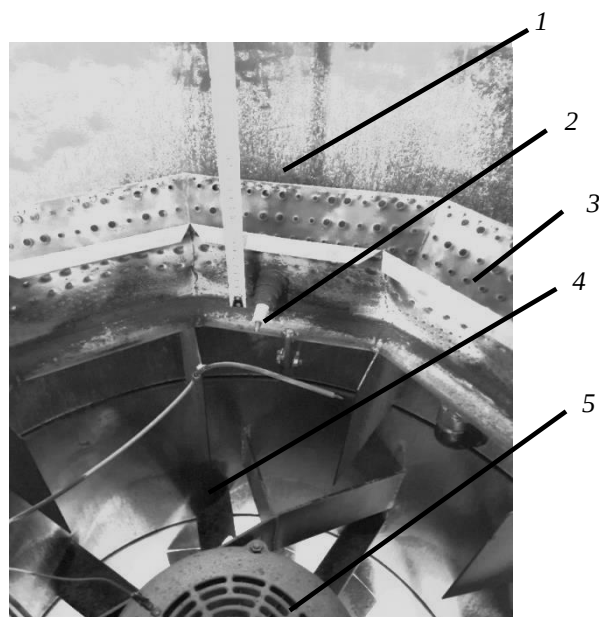


Рис. 2. Сушильна камера: 1 — поверхні камер; 2 — повітрорудна машина; 3 — пальник

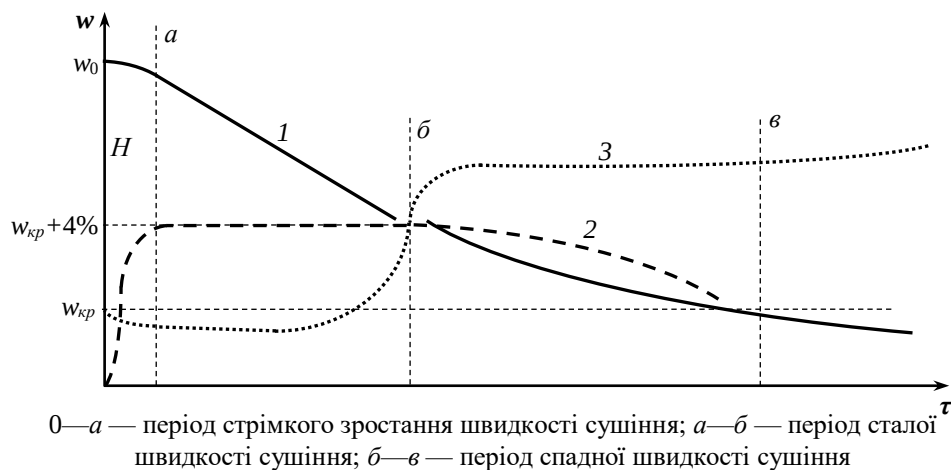
Принагідно вважаємо за доцільне одразу відмітити відмінність наведеної кінетики сушіння американського від вітчизняних аналогів апаратів сушіння зерна за традиційними технологіями [1; 4; 7; 8]. Особливо в частині початкового періоду уповільненого зростання швидкості сушіння в апаратах вітчизняних конструкцій з одночасним зниженням температури зневоднюваних тіл  $\theta_0$  (період (0— $a$ ) (рис. 4).

Період сушіння (0— $a$ ) є особливо значимим, оскільки в апаратах сушіння зерна вітчизняних конструкцій, з незмінними технологіями 70-річної давнини, він відповідає тривалості періоду нагрівання шару зерна до граничної температури. Цей період може тривати від 15 до 90 і більше хвилин. Класичне пояснення такої суттєвої тривалості уповільненого стартового періоду сушіння, за різних градієнтів температури й вологи фазових середовищ, зводиться до прояву явища термовологодифузії, тобто спостерігається домінування термодифузії над вологодифузією за міжфазовою взаємодією середовищ різної температури й вологи. Відповідно до цього 70 років тому обґрунтовано саме висхідні режими сушіння, за якими було сконструйовано 5,5 тис. вітчизняних зерносушарок, що й досі сушать зерно [5].



**Рис. 3. Тепловий апарат:** 1 — аеродинамічний коректор; 2 — пальник; 3 — газорозподільний пристрій; 4 — робоче колесо; 5 — електродвигун повітродувної машини

Натомість спірність домінування термодифузії над вологодифузією для каплярно-пористих колоїдних тіл та особливості наведених на рис. 1 періодів міжфазової взаємодії наглядно ставить під сумнів домінування градієнта термовологодифузії над градієнтом вологодифузії і доводить обґрунтованість саме спадних, а не висхідних режимів сушіння, що було раніше канонізовано довільною інтерпретацією праць теоретиків тепломасообміну [3; 5].



**Рис. 4. Крива сушіння (1), швидкості зневоднення (2) та нагрівання шару зневоднюваних тіл (3)**

На наше переконання, саме спадні режими сушіння дають змогу інтенсифікувати міжфазовий масообмін, кільккратно зменшити період сушіння ( $0 \rightarrow a$ ) та оптимізувати процес сушіння за показником потенціалу використання робочих газів, а отже, й питомими витратами теплоносіїв [5].

У домінуючій більшості конструкцій апаратів сушіння зарубіжного виробництва застосовано одноступеневі режими сушіння. Такі апарати позбавлені недоліків вітчизняних апаратів з висхідними режимами, проте й не мають переваг апаратів зі спадними режимами, що ускладнює завдання диференційованого використання потенціалу робочих газів на різних етапах зневоднення.

Наскільки відрізняється кінетика сушіння зерна для конструктивно відмінних апаратів сушіння камерного типу від шахтного можна побачити з результатів досліджень американської технології сушіння на прикладі апарата сушіння зерна камерного типу моделі 40FI DPX16 G328200 (табл. 1). У таблиці наведено результати досліджень кінетики сушіння ( $dW/d\tau = f(W_0)$ ), за різної енергії зв'язку вологи з тілом зернини різних періодів сушіння шару зерна та швидкості його нагрівання ( $d\theta/d\tau = f(W_0)$ ).

Таблиця 1. Кінетика сушіння зерна кукурудзи за різної енергії утримування вологи, у фізичних та планових тоннах

| Періоди замірів | $W_0$ | $W_1$ | $G$ , т/г | $G$ , пл т/год | $M$ , кг/год | $\Delta G/\delta\tau$ |
|-----------------|-------|-------|-----------|----------------|--------------|-----------------------|
| 1               | 28,3  | 14    | 31,7      | 85             | 4533         | 2,7                   |
| 2               | 27,0  | 14,3  | 26,8      | 71             | 3457         | 2,6                   |
| 3               | 26,6  | 14,1  | 27,3      | 71,1           | 3413         | 2,6                   |
| 4               | 26,4  | 14,1  | 28,4      | 71,6           | 3493         | 2,5                   |
| 5               | 26,2  | 14,2  | 28,8      | 70,2           | 3456         | 2,4                   |
| 6               | 25,3  | 14    | 28,8      | 68,7           | 3254         | 2,4                   |
| 7               | 20    | 14    | 47,9      | 70,8           | 2874         | 1,5                   |
| 8               | 20    | 14    | 47,7      | 63             | 2862         | 1,3                   |
| 9               | 19,0  | 14    | 47,7      | 64,8           | 2385         | 1,4                   |

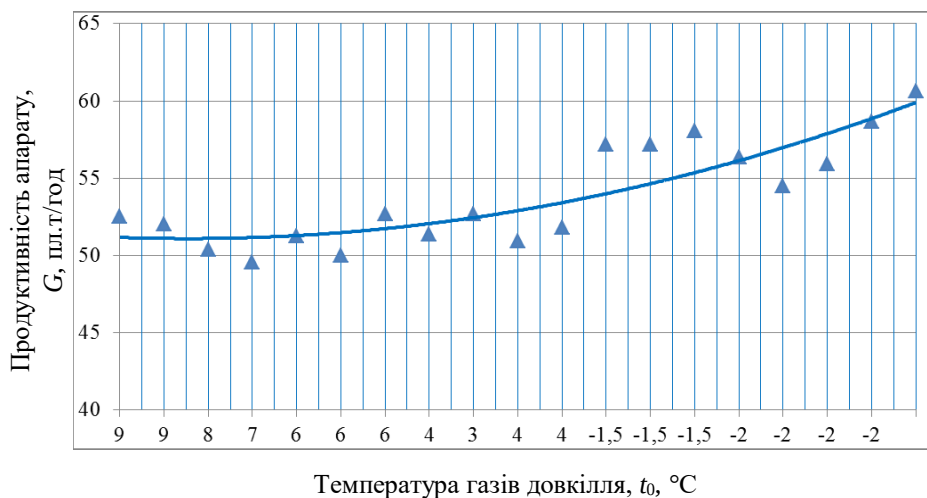
Наведені дані продуктивності сушильного апарата (колонки 4 і 5 табл. 1) підтверджують суперечливість паспортних показників апарата сушіння з розрахунковими (від 12 до 43%), тому існує необхідність застосування узагальненого показника продуктивності, тобто подавати саме в планових тоннах, як і у вітчизняній практиці. До того ж показник продуктивності в планових тоннах (колонка 5 табл. 1) більше корелює з інтенсивністю масообміну (колонка 6 табл. 1).

Наведені дані виробничих досліджень апарата сушіння зерна камерного типу американського виробництва не корелюють з відповідними показниками вітчизняних шахтного типу. Особливо щодо швидкості сушіння, або інтенсивності міжфазового волого обміну (графа 7 табл. 1 та крива 2 на рис. 4). Сутність зводиться знову ж таки до суперечливого домінування градієнта термовологодифузії над градієнтом вологодифузії, що ми вже згадували вище.

Вплив вологовмісту газів довкілля на продуктивність апарата сушіння подано на рис. 5. Розрахункові значення вологовмісту можна отримати з рівняння Клапейрона-Менделєєва:

$$m_1RT_1/M_1 = m_2RT_2/M_1$$

або із  $I-d$  діаграми чи таблиці вологого повітря [1; 6].



**Рис. 5. Залежність продуктивності камерного апарату сушіння американського виробництва від параметрів газів довілля**

Для ізобарних процесів пізно-осіннього перепаду температур визначають масу пари в повітрі ( $m_2=0,95m_1$ ). Тобто потенціал сушильних газів ( $\delta d$ ) за рахунок різниці вологовмісту повітря довілля ( $d_0$ ) різної температури ( $t_0$ ), а відповідно, і продуктивність апарату сушіння (вертикальна шкала (рис. 5)), збільшується до 12%. Саме так, зростає, а не зменшується. Оскільки на проміжку пониження температури довілля ( $t_0$ ) від  $t_0=10$  до  $t_0=-5$  °C, їх вологовміст зменшується від  $d_0=(5...6)$  до  $d_0=(0,3...0,5)$  г/кг<sub>с.п.</sub>. Відповідно зростає потенціал робочих газів на  $\delta d=(5,5...5,7)$  г/кг<sub>с.п.</sub> та продуктивність апарату сушіння зерна.

Однак слід відмітити, що за встановлених одноступеневих режимів сушіння ( $t_1=const$ ) зростуть витрати теплоти з нівелювання перепаду температури ( $\Delta Q'=q[1,004\Delta t]$ ). Для розглянутих вище перемінних параметрів довілля додаткові витрати теплоти будуть становити  $\Delta Q'\approx 12\%$ . Тож маємо колізію: додаткові витрати теплоти зі зневоднення шару зерна в пізно-осінній (зимовий) період роботи апарату сушіння дещо компенсуються збільшенням його продуктивності за одних і тих самих питомих витрат теплоти.

Ще одним суттєвим фактором впливу на інтенсивність та кінетику міжфазового тепломасообміну є товщина та стан рухомості шару зневоднюваних тіл. У переважній більшості конструкцій апаратів сушіння зерна камерного типу відомих виробників Америки та Європи товщина шару становить 0,305 м. Для порівняння з вітчизняними сушарками шахтного типу, в яких товщина шару становить 0,20...0,22 м, це на 40...50% більше. А отже, й маршрут руху робочих газів у шарі зерна довший, водночас більша тривалість міжфазової взаємодії робочих газів та використання їх потенціалу. Натомість зростає відмінність температури ( $t_1$ ) й вологовмісту ( $d_0$ ) за маршрутом переміщення робочих газів у шарі зерна, зростає аеродинамічний опір шару ( $\delta H$ , Па) і, як наслідок, зменшується вологопоглинальна спроможність ( $\delta d=d_1-d_0$ ) робочих газів [2—7].

Варто зупинитися на ще одній, відмінній від європейських виробників, особли-

вості технології американських сушильних апаратів вказаної моделі, зокрема на перемінній товщині шару зерна по висоті камери сушарки ( $\delta_{usz}=0,31$  м зони охолодження, до  $\delta_{usz}=0,30$  м сушильної) та «живому перетині» ситової поверхні (за отворів верхньої зони камери діаметром  $\varnothing 1,54$  мм *живий перетин* складає 26,6% та отворів нижньої  $\varnothing 2,1$  мм — 23,5%). На нашу думку, це не є наслідком вад монтажно-комплектувальних чи ремонтних робіт апарата, а саме свідомого застосування прогресивного способу керованої кількості підведеної теплоти перемінним коефіцієнтом міжфазового теплообміну ( $\lambda_0$ ), що управляють перемінною густиною парогазової суміші робочих газів ( $\rho_1$ ). Така реалізація в апаратах модельного ряду 40FI DPX16 G328200 американського виробництва (модифікованої версії моделі DPX12 T288200) вказаного способу підтверджує актуальність наших теоретичних напрацювань та їхні переваги над аналогами апаратів сушіння європейського виробництва.

Крім теплового, є ще й аеродинамічний фактор доцільності в різній товщині камер ( $\delta_{usz}$ ) сушильного апарата, розмірів отворів і «живого перетину» ситових поверхонь. Оскільки за різної вологості ( $W_0$  та  $W_i$ ) й температури ( $\theta_0$  та  $\theta_i$ ) шару зерна різних камер саме товщиною шару зерна ( $h_{usz}$ ) можна нівелювати аеродинамічний опір ( $\Delta H=f(\delta_{usz})$ , Па) перемінної вологості ( $\Delta H=f(W_0)$ , Па) та розмірів отворів ситової поверхні ( $\Delta H=f(1/\varnothing)$ , Па).

Водночас за більших значень опору  $\Delta H$  шару зерна більшої вологості й меншого «живого перетину» ситової поверхні пропорційно зростає густина робочих газів ( $\rho_1$ ) та зменшується їхня поглинальна спроможність (унаслідок зменшення різниці парціальних тисків робочих газів і на поверхні зневоджувальних тіл), що спричиняє ступеневому збільшенню коефіцієнта теплообміну ( $\lambda_0$ ), прискореному нагріванню тіла зернини  $\Theta$  (більша кількість підведеної теплоти з робочими газами за менших втрат з фазових перетворень масообміну) і, врешті-решт, знову ж таки в ступеневій залежності зростанню коефіцієнта внутрішньокапілярної дифузії вологи ( $a_{mi}=a_{m0}((T+\Theta)/T)^n$ ). А зі збільшенням  $a_{mi}$  зростає пошарова в тілі зернини рівномірність вологовмісту ( $u_{mi}$ ), швидкість зневоднення ( $dW/dt$ ) й потенціал використання робочих газів.

Для осьових повітродувних машин камерних сушильних апаратів з їх максимальною енергією течії сушильних газів лише  $H=(850\ldots 950)$  Па перемінна величина аеродинамічного опору шару зерну  $\Delta H$  різної вологості ( $W_0$ ) та стану його рухомості ( $v_{usz}$ ) для товщини  $h_{usz}=0,305$  м є досить суттєвою і, відповідно, впливає як на кінетику зневоднення, так і пошарову рівномірність тепломасообміну в товщині шару зерна. Для порівняння дозволимо собі нагадати, що у вітчизняних сушильних агрегатах товщина шару наполовину менша ( $0,20\ldots 0,22$  м), а енергія течії газів повітродувних машин вдвічі більша  $H_0=(1,6\ldots 1,9$  кПа).

До ще однієї важливої, на нашу думку, відмінності технології американських сушильних апаратів зерна вказаної моделі слід віднести спосіб зменшення внутрішньокапілярного опору дифузії вологи в тілі зернини перерозподілом вологи і температури в її шарах, що досягнуто короткотривалим *темперуванням* частково нагрітого та висушеного зерна шляхом заміни ситової поверхні сушильної камери металевим екраном висотою 0,8 м, що запобігає підведенню сушильних газів.

Виконані розрахунки по зерну кукурудзи дали змогу встановити, що на продуктивність апарата таке зменшення активної поверхні не вплине, натомість на якість сушіння (усунення травмування термолабільних складових периферії тіла зернини) та зменшення питомих витрат теплоти — беззаперечно. Такі рішення були вже ап-



робовані на стендовій установці за різних швидкостей зневоднення, а обґрунтовані технології сушіння в американських шахтних апаратах сушіння моделі GN-2419 та Torgnum довели свою значимість [4; 8].

Щодо аеродинамічного балансу роботи апарату сушіння, то до основних складових втрат енергії течії робочих газів апарата ( $\Delta H$ ) відносяться параметри ситової поверхні його камер, товщина шару зерна ( $h_{шз}$ ) та структурно-механічні властивості зневоднюваного матеріалу. Якщо останні два не підлягають керуванню, то перший можна змінювати відповідно до структурно-механічних параметрів зневоднюваного матеріалу. Зі зменшенням розмірів зневоднюваного тіла (ріпак, сорго, гірчиця тощо) зменшують розміри отворів ситової поверхні, а зі збільшенням розмірів таких зернин — збільшують.

Оскільки зі зменшенням діаметра отворів ситової поверхні аеродинамічний опір зростає ( $\Delta H_o \rightarrow \max$ ), то за незмінної потужності повітрорудної машини фіктивна швидкість течії робочих газів у шарі зерна зменшується в степеневій залежності ( $v = \sqrt{2(H_o - \Delta H_o) / \rho}$ ). Однак за цих обставин інколи ігнорують величиною зростання аеродинамічного опору й уповільненням пошарової в зневоднюваному зерні теплопровідності та погіршення міжфазового тепломасообміну. Дещо нівелюють цей недолік зменшенням теплового потоку й продуктивністю апарата. Проте зі зростанням аеродинамічного опору шару зерна (зі зменшенням розмірів зневоднюваних тіл чи збільшенням товщини шару  $\Delta h$  вологості зерна  $W_0$ ) зменшується також фіктивна швидкість робочих газів у шарі зерна й пропорційно знову ж таки зростає пошарова нерівномірність температури й вологості в ньому до 35 і більше відсотків.

Для спалювання природного газу використовують пальники поширеної моделі Octagon-N6, вмонтовані в корпуси вентиляторів. У кожній сушарці міститься по чотири вентилятори з пальниками, рівномірно розміщених по довжині сушильної камери сушарки (рис. 2, 3 та 6).

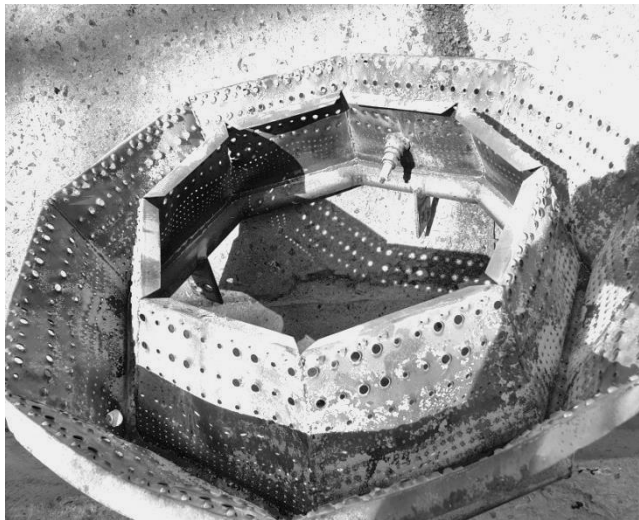


Рис. 6. Зовнішній вигляд пальника зерносушарки моделі Octagon-N6

Зовнішній вигляд пальника восьмикутної форми з двома рядами пелюсткових запобіжників заданого спалювання теплоносія, між якими розташовано трубопровід з отворами регульованої подачі палива, представлено на рис. 3 і 6. Отвори подачі теплоносія (природного газу) круглої форми  $\varnothing 1,54$  мм в кількості 48 од., по 6 од. кожного ребра восьмикутника.

Паспортна продуктивність одного пальника  $360 \text{ м}^3/\text{г}$  (номінальна) і  $514 \text{ м}^3/\text{г}$  (максимальна) природного газу. За розрахунковими даними геометричних параметрів пальника й наявного тиску газу в магістралі ( $0,8 \dots 1,0 \text{ кг}/\text{см}^2$ ) номінальна його продуктивність може становити  $640 \text{ м}^3/\text{г}$ , а максимальна —  $710 \text{ м}^3/\text{г}$ . Отже, розрахункова продуктивність і теплова спроможність суттєво перевищує паспортну, що досить позитивно для перспективного нарощування продуктивності сушарки.

З огляду на хімічний склад теплоносія нескладно порахувати теплоутворювальну спроможність пальників сушарки і порівняти їх з паспортною. За паспортними даними теплова продуктивність одного пальника становить  $Q_{\text{ном}}=11232 \text{ МДж}/\text{год}$  (номінальна) і  $Q_{\text{max}}=16037 \text{ МДж}/\text{год}$  (максимальна). Розрахункова ж більша на 40% за паспортну і становить  $Q_{\text{ном}}=19,9 \text{ ГДж}/\text{год}$  та  $Q_{\text{max}}=22,1 \text{ ГДж}/\text{год}$ . Порівняно з вітчизняними аналогами найбільш поширеної моделі апарата шахтного типу ДСП-32от, у зарубіжних пальників більш як утричі вища теплова потужність, що пояснює їхню вищу продуктивність.

Потенційна можливість цих пальників дає змогу нагріти сушильні гази в літній період сушіння ( $t_0=+30^\circ\text{C}$ ,  $t_1=+90^\circ\text{C}$ )  $L=(170 \dots 190)$  тис.  $\text{м}^3/\text{год}$ . У пізно-осінній період, зважаючи на температуру довкілля ( $t_0=+0^\circ\text{C}$ ,  $t_1=+120^\circ\text{C}$ ) та більші втрати теплоти, нагрівання шару зерна й конструкції сушарки майже вдвічі менше — лише  $L=(90 \dots 110)$  тис.  $\text{м}^3/\text{год}$ . У табл. 2 представлено розрахункові дані продуктивності сушарки за паспортною та розрахунковою тепловою потужністю пальників.

Аеродинамічні показники роботи сушарки в заданих параметрах характеризуються балансом аеродинамічних витрат і втрат енергії течії газів з потужністю повітрорудувних машин. У досліджуваних сушарках для управління енергією течії робочих газів застосовано осьові вентилятори.

Таблиця 2. Розрахункова продуктивність зерносушарки за потужністю її пальників

| Зерносушарки | У літній період роботи                                   |                                   | У зимовий період роботи   |                                   |
|--------------|----------------------------------------------------------|-----------------------------------|---------------------------|-----------------------------------|
|              | продуктивність сушарки, ф. т/г ( $\Delta W=25-14=11\%$ ) |                                   |                           |                                   |
|              | $t_1=100\text{ }^{\circ}\text{C}$                        | $t_1=110\text{ }^{\circ}\text{C}$ | $t_1=100^{\circ}\text{C}$ | $t_1=110\text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| 1            | 20                                                       | 22                                | 24                        | 25                                |
| 2            | 28                                                       | 31                                | 34                        | 36                                |
| 3            | 35                                                       | 39                                | 43                        | 45                                |
| 4            | 39                                                       | 43                                | 47                        | 50                                |

Осьові вентилятори, в кількості чотири комплекти, розташовані по довжині камер сушарки з відстанню між їх вісями  $3,050 \text{ м}$  та від крайніх поверхонь сушарки  $1,545 \text{ м}$ . Тобто рівномірно, із забезпечення однакової енергії течії газів ( $+\Delta H$ ) сушильної й ( $-\Delta H$ ) охолоджуючої камер сушарки.

У розглянутих сушильних апаратах задіяні вентилятори марки «Y», моделі «Strainer-21/2» потужністю двигуна  $N=50$  к.с. США ( $N=37,5 \text{ кВт}$ ), діаметром робочого колеса  $\varnothing 1,092 \text{ м}$  та частотою його обертів  $n=1450^{-1}$ . У робочому режимі вони подають  $35,0$  тис.  $\text{м}^3/\text{год}$  робочих газів кожен.

Натомість у виробничій практиці мають місце різні несподіванки. Нижче, в табл. 3, детально проаналізовано вплив суперечливих даних аеродинамічної характеристики повітродувних машин за паспортними даними, замірами сторонніх організацій та нашими розрахунковими показниками на продуктивність сушарок. За наведеними даними відмінність величин показників та розрахункової продуктивності сушарок перевищує 70%.

Такі відхилення свідчать не так про суперечливість, як про помилковість даних замірів аеродинамічних показників, а також обраного аеродинамічного діапазону функціонування обраних повітродувних машин. Для забезпечення заданих технологічних параметрів роботи апарата, на нашу думку, слід збільшити кутову швидкість робочого колеса до  $1750^{-1}$  без змін потужності електродвигуна лише по зерну кукурудзи.

Наведені в табл. 3 розрахункові дані продуктивності сушарки за аеродинамічним балансом доводять наші висновки, що за перемінних параметрів довкілля (холодна чи тепла пора року) та режимів сушіння («м'яких» чи «жорстких») обстежувані зерносушарки за обраним аеродинамічними параметрами не зможуть забезпечити паспортну продуктивність (див. колонки 8 і 10 табл. 3) навіть по зерну з мінімальним аеродинамічним опором  $\Delta H$ .

**Таблиця 3. Розрахункова продуктивність апаратів сушіння зерна за аеродинамічними показниками (пізня осінь—зима)**

| №<br>п/п     | Вентилятори  | G, т/год<br>(аеродинамічні заміри) |           |            |           | G, т/год<br>(паспортні дані вентиляторів) |           |            |           |
|--------------|--------------|------------------------------------|-----------|------------|-----------|-------------------------------------------|-----------|------------|-----------|
|              |              | 100 °C                             |           | 110 °C     |           | 100 °C                                    |           | 110 °C     |           |
|              |              | фіз. т/год                         | пл. т/год | фіз. т/год | пл. т/год | фіз. т/год                                | пл. т/год | фіз. т/год | пл. т/год |
| 1. Сушарка 1 |              |                                    |           |            |           |                                           |           |            |           |
| 1.1          | вентилятор 1 | 13                                 | 32        | 16         | 40        | 6,7                                       | 16,8      | 8,5        | 21,2      |
| 1.2          | вентилятор 2 | 14                                 | 34        | 17         | 43        | 6,7                                       | 16,8      | 8,5        | 21,2      |
| 1.3          | вентилятор 3 | 13                                 | 32        | 16         | 41        | 6,7                                       | 16,8      | 8,5        | 21,2      |
| 1.4          | вентилятор 4 | 11                                 | 28        | 14         | 35        | 6,7                                       | 16,8      | 8,5        | 21,2      |
|              | разом        | 50                                 | 126       | 63         | 158       | 27                                        | 67        | 34         | 85        |
| 2. Сушарка 2 |              |                                    |           |            |           |                                           |           |            |           |
| 2.1          | вентилятор 1 | 12                                 | 29        | 15         | 37        | 6,7                                       | 16,8      | 8,5        | 21,2      |
| 2.2          | вентилятор 2 | 12                                 | 29        | 15         | 37        | 6,7                                       | 16,8      | 8,5        | 21,2      |
| 2.3          | вентилятор 3 | 12                                 | 29        | 15         | 37        | 6,7                                       | 16,8      | 8,5        | 21,2      |
| 2.4          | вентилятор 4 | 11                                 | 28        | 14         | 35        | 6,7                                       | 16,8      | 8,5        | 21,2      |
|              | разом        | 46                                 | 115       | 58         | 145       | 27                                        | 67        | 34         | 85        |
| 3. Сушарка 3 |              |                                    |           |            |           |                                           |           |            |           |
| 3.1          | вентилятор 1 | 13                                 | 32        | 16         | 40        | 6,7                                       | 16,8      | 8,5        | 21,2      |
| 3.2          | вентилятор 2 | 14                                 | 34        | 17         | 43        | 6,7                                       | 16,8      | 8,5        | 21,2      |
| 3.3          | вентилятор 3 | 13                                 | 32        | 16         | 41        | 6,7                                       | 16,8      | 8,5        | 21,2      |
| 3.4          | вентилятор 4 | 11                                 | 28        | 14         | 35        | 6,7                                       | 16,8      | 8,5        | 21,2      |
|              | разом        | 50                                 | 126       | 63         | 158       | 26,8                                      | 67        | 34         | 85        |
| 4. Сушарка 4 |              |                                    |           |            |           |                                           |           |            |           |
| 4.1          | вентилятор 1 | 12                                 | 29        | 15         | 37        | 6,7                                       | 16,8      | 8,5        | 21,2      |
| 4.2          | вентилятор 2 | 12                                 | 29        | 15         | 37        | 6,7                                       | 16,8      | 8,5        | 21,2      |
| 4.3          | вентилятор 3 | 12                                 | 29        | 15         | 37        | 6,7                                       | 16,8      | 8,5        | 21,2      |
| 4.4          | вентилятор 4 | 11                                 | 28        | 14         | 35        | 6,7                                       | 16,8      | 8,5        | 21,2      |
|              | разом        | 46                                 | 115       | 58         | 145       | 27                                        | 67        | 34         | 85        |

**Висновки.** 1. Камерні апарати сушіння зерна модельного ряду 40FIDPX американського виробництва (США), якщо порівняти з вітчизняними та європейськими аналогами, мають більш прогресивні аеродинамічні та технологічні характеристики.

2. Використання перемінного аеродинамічного опору шару зерна різних зон сушильного апарата дає змогу вибірково управляти критерієм Кірпічова з інтенсифікації міжфазового теплообміну на початковому етапі тепломасообміну, та масообміну на завершальному.

3. Застосування зон темперування в технології сушіння дає змогу зменшити пошарову нерівномірність у тілі зернин великих розмірів вологовмісту  $d_i$  і таким чином зменшити тріщинуватість зерен та підвищити потенціал використання робочих газів.

4. Зі збільшенням аеродинамічного опору шару зерна послаблюється міжфазовий масообмін, натомість інтенсифікується міжфазовий теплообмін і, відповідно, зростає коефіцієнт внутрішньокапілярної дифузії вологи.

5. Вирівнюванням енергії течії робочих газів у сушильній камері можна покращити рівномірність теплового поля в горизонтальній площині цієї камери та зменшити пошарову нерівномірність температури зерна та міжфазового масообмінного рушійного потенціалу.

6. Продуктивність описаного апарата сушіння за жодних режимів сушіння не може відповідати паспортній (до 30%) за невідповідності балансу аеродинамічних втрат сушарки з енергією течії робочих газів і продуктивністю цих газів.

7. Особливості конструювання повітрорудної машини конструкції сушильного апарата модельного ряду 40FIDPX обумовлюють наявність «сліпих» зон сушіння від (9...10)% по зерну крупних розмірів тіла (кукурудза, соя, квасоля, горох тощо) до (6...8)% по зерну середніх розмірів (пшениця, жито тощо).

8. Змінюванням товщини шару зерна у вертикальній площині сушильних камер можна управляти тривалістю перебування та кількістю підведеної теплоти шару зерна в них.

9. Застосуванням аеродинамічних компенсаторів науковців НУХТ та ОНАХТ можна суттєво, до 8%, зменшити розміри «сліпих» зон апаратів.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Інструкція по сушінню продовольчого, кормового зерна, насіння олійних культур та експлуатації зерносушарок. [відп. за вип. Г. М. Станкевич]. Одеса—Київ, 1997. 72 с.
2. Камінський, В. Д. Переробка та зберігання сільськогосподарської продукції: навч. посіб. Володимир Камінський, Михайло Бабич. Одеса: Аспект, 2000. 460 с.
3. Остапчук, М. В. Математичне моделювання на ЕОМ: Підручник / Микола Остапчук, Григорій Станкевич. Одеса: Друк, 2006. 313 с.
4. Chuanping, Liu, Li, Wang, Ping, Wu, Fei, Xiang. Size distribution in gas vibration bed and its application on grain drying / Liu Chuanping, Wang Li, Wu Ping, Xiang Fei // Powder Technology. 2012. Vol. 221. P. 192—198.
5. Гапонюк, І. Технологія сушіння капілярно-пористих колоїдних тіл заспадними режимами / І. Гапонюк // Наукові праці НУХТ. 2019. Т. 25, № 6. С.56—65.
6. Василенко, С. М. Основи тепломасообміну: підручник / С. М. Василенко, А. І. Українець, В. В. Олішевський. К.: НУХТ, 2004. 250 с.
7. Станкевич, Григорій. Обробка та зберігання дрібнонасінневих олійних культур: монографія / Григорій Станкевич, Людмила Овсянникова, Олена Соколовська. Одеса: КП ОМД, 2016. 128 с.
8. Gaponyuk, I. Influence of environmental parameters on grain drying / I. Gaponyuk // Ukrainian Food Journal. 2013. Volume 2, Issue3. P.337—346.