

УДК 628.84:663.433.0982

СОКОЛЕНКО А.І., д-р техн. наук, професор, КРИВОРОТЬКО В.М., канд. техн. наук, доцент,
БІЛИК О.А., канд. техн. наук, доцент, МАКСИМЕНКО І.Ф., аспірант
Національний університет харчових технологій, м. Київ

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ В ПРОЦЕСАХ ПРОРОЩУВАННЯ ЯЧМЕНЮ

Дослідженнями визначено причини і наслідки температурної нерівномірності, яка супроводжує аерацію пророщуваного зерна і можливості обмеження вказаного недоліку.

Ключові слова: пророщування ячменю, параметри кондиціонування.

The cause and effects of thermal irregularity during the process of aeration in time the grain germination has been established. The capability of limitations that negative impact has been determined.

Keywords: germination of barley, conditioning parameters.

Фізіологічні та біохімічні процеси у зерні, що проростає, подібні тим, які мають місце в природних умовах у ґрунті.

Пророщування зерна у виробничих умовах супроводжується активною аерацією повітрям з температурою 12-16°C і відносною вологістю 100%. Термін пророщування складає 8 діб і це визначає загальну місткість системи, габаритні розміри в плані за висоти шару зерна 0,5-1,0м, об'єми повітря, що подається на аерацію та енергетичні витрати, пов'язані з кондиціонуванням повітря та перемішування маси солоду [1-4].

У зв'язку з відміченим зростає роль систем, в яких здійснюється рекуперация вторинних енергетичних ресурсів і саме визначенню параметрів таких систем присвячена ця стаття.

Відносна складність досягнення мінімізованих температурних режимів стосується весняно-літнього періоду, коли значення температур повітряного басейну досягають значень +25°C і більше.

Початковим параметром такого повітря відповідає точка 1 на діаграмі I-d (рис. 1). Їй відповідає ізотерма t_1 , де t_1 – температура повітряного басейну.

Нехай кінцева температура кондиціонованого повітря відповідає ізотермі t_3 , на якій лежить точка 3 перетину її з кривою відносної вологості $\varphi=100\%$. З діаграми витікає, що за рахунок ізентальпійного

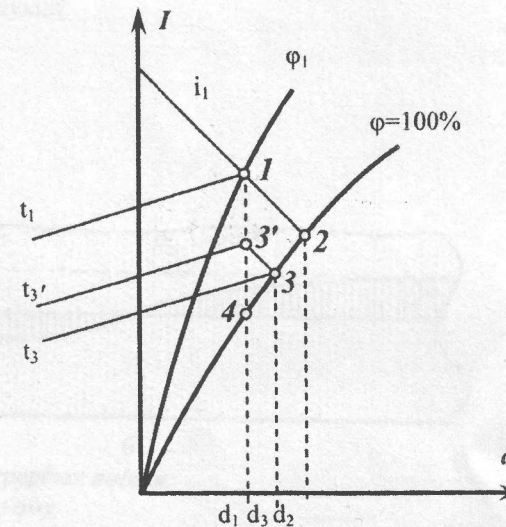


Рис. 1. Відображення підготовки повітря в діаграмі I-d стосовно весняно-літнього сезону.

насищення повітря можливо досягти його відносної вологості $\phi=100\%$ при температурі t_2 , яка у загальному випадку не відповідає заданій t_3 . До числа можливих у такому випадку відносяться наступні комбінації процесів:

- ізоентальпійне охолодження (процес 1-2) повітря до одержання значення $\phi_2=100\%$ і подальше охолодження до температури t_3 . При цьому на ділянці 2-3 буде сконденсовано вологи у кількості $d_2 - d_3$;
- охолодження через теплообмінну поверхню за сталого абсолютного вологовмісту (процес 1-3') до температури t_3 з наступним ізоентальпійним охолодженням (процес 3'-3) до температури t_3 з доведенням відносної вологості до $\phi=100\%$.

З точки зору інтересів ефективного використання потужності холодильних установок на перевагу заслуговує другий варіант, оскільки температури t_1 та t_3 відповідно більші за t_2 та t_3 , що за інших рівних умов забезпечує більшу рушійну силу теплопередавання.

Наближеним до ідеального був би варіант у наборі первинних параметрів t_1 та ϕ_1 , за яких ізоентальпійне зволоження повітря привело би до параметрів, що відповідають точці 3. Однак очевидно, що в реальних процесах ізоентальпійне охолодження приводить до певних відхилень точки 2 як ліворуч, так і праворуч від точки 3.

За зміщення точки 2 праворуч корегуючим є процес доохолодження 2-3, що, як відмічалось, досягається використанням потужностей холодильних установок.

Якщо ж точка 2 лежить лівіше точки 3 на кривій відносної вологості $\phi = 100\%$, то сумістити їх можливо лише за догрівання повітря.

Поліпшити ситуацію у таких випадках можливо за рециркуляції повітря з тим, щоб для суміші повітря значення ізоентальпії i_1 відповідало б ізоентальпії визначеної точки 3.

Проте за краще має використання технологічного прийому, за яким слід погодитися на деяке зниження (на 1-3 °C) температури повітря порівняно з її номінальними значеннями і при цьому знизити об'ємні витрати повітря. Але і у цьому випадку є недолік, пов'язаний зі зростанням повисотної різниці температур зернової маси (рис. 2).

За відносно обмеженої кількості повітря нижні шари зернової маси будуть мати температуру меншу,

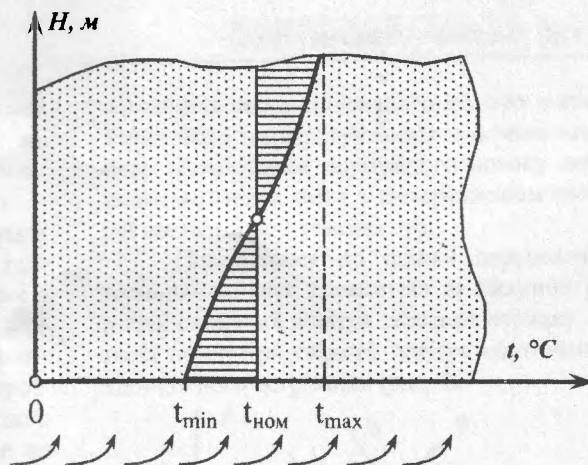


Рис. 2. Графік повисотної нерівномірності температур при аерації шару солоду.

ніж верхні. Подібному перерозподілу має відповідати існування шару, температура якого відповідає номінальній. З цієї точки зору витікає теплофізична недоцільність пророщування солоду у шарі значної висоти H . В якійсь мірі вказаний недолік компенсується механічним перемішуванням шару зерна, однак час, на протязі якого відбувається перемішування відносно малий, а температурний режим за нашими спостереженнями відновлюється за 15-20 хвилин аерації.

Відмітимо також існування нерівномірності температур по довжині і ширині солодовирощувальних ящиків (барабанів). Причиною цих явищ є нерівномірність розподілу повітря по їх поперечному перерізу. На рис. 3 наведено узагальнені залежності щодо нерівномірності розподілу температур по ширині і довжині ящиків.

Виконані заміри на діючому обладнанні показали, що повисотний перепад температур

$$\Delta t_v = t_{\max} - t_{\min}$$

досягає величини 2-4 °C: по поперечному перерізу - $\Delta t_{\text{поп}} = 1,5 - 2 \text{ } ^\circ\text{C}$ і по довжині - $\Delta t_{\text{дов}} = 3 - 4 \text{ } ^\circ\text{C}$.

При цьому слід звернути увагу на те, що технологічний перепад температур, пов'язаний з добою пророщування солоду, знаходиться в межах 4-6 °C. Це означає, що для значної маси солоду номінальні температури пророщування не досягаються. Наслідком названих співвідношень є втрата якісних показників готової продукції.

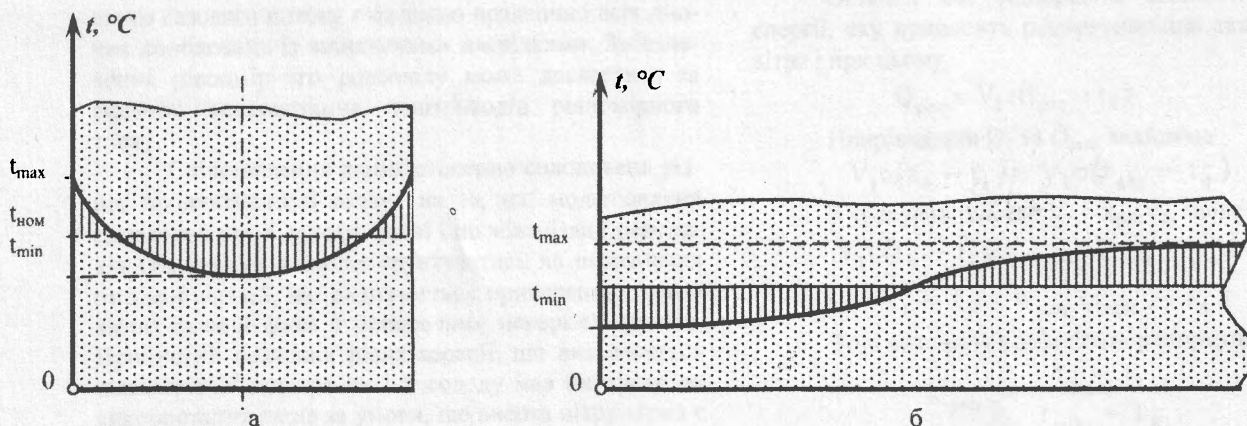


Рис. 3. Графіки розподілу температур по перерізах ящика: а) поперечному; б) поздовжньому

Феноменологічні міркування щодо можливості обмеження температурних перепадів вказують на доцільність стабілізації системи за рахунок збільшення потоку повітря. Пояснюється це наступним.

Задача стабілізації температур солоду на заданому рівні визначає роль аераційного повітря як теплового агента. Виконання останньої ролі спряжене з необхідністю мінімізації впливу по осушуванню зернової маси. Однак, термодинамічні процеси зростання температури і відносної вологості повітря нероздільні, а тому в процесі аерації такі зміни необхідно максимально обмежувати. Разом з тим завдання по тепловідведенню повинно виконуватися і у абсолютному обчисленні воно може досягатися за рахунок збільшення потоку повітря. Звернувшись до теплового балансу, отримуємо

$$Q_{\text{сол}} = Vc(t_{(к)} - t_{(п)}), \quad (1)$$

де $Q_{\text{сол}}$ – кількість теплоти, що виділяється при пророщуванні солоду за 1 годину.

$$\text{Звідси знайдемо } Q_{\text{сол}} = Vct_{(к)} - Vct_{(п)};$$

$$t_{(п)} = \frac{Vct_{(к)} - Q_{\text{сол}}}{Vc} = t_{(к)} - \frac{Q_{\text{сол}}}{Vc}. \quad (2)$$

Кінцеві і початкові температури близькі до значень максимальних t_{max} і мінімальних t_{min} , тобто

$$t_{(к)} \approx t_{\text{max}}; \quad t_{(п)} \approx t_{\text{min}}.$$

$$\text{Тоді } t_{\text{min}} = t_{\text{max}} - \frac{Q_{\text{сол}}}{Vc}, \quad (3)$$

$$\text{або } \frac{Q_{\text{сол}}}{Vc} = t_{\text{max}} - t_{\text{min}}. \quad (4)$$

З формули (4) видно, що обмеження температурного перепаду за інших рівних умов пов'язано з об'ємними витратами повітря V . З точки зору теоретичної значущості залежність (4) точно відображує співвідношення параметрів в ідеалізованій системі. В реальному об'єкті головним чинником, що визначає наявність градієнту температур, є нерівномірність розподілу газової фази по перерізу апарата. Якщо у зоні введення повітродову і в кінці ящика приведені потоки в площі перерізу відрізняються, наприклад, удвічі, то це означає зростання діапазону $t_{\text{max}} - t_{\text{min}}$ також удвічі. Подібна нерівномірність розподілу відного газового потоку є ознакою практично всіх діючих солодовень із зазначеними наслідками. Забезпечення рівномірного розподілу може досягатися за рахунок використання повітродовів рівномірного тиску.

Співставлення даних стосовно солодовень різної продуктивності вказує на те, що моделювання однакових умов, у тому числі і по мінімізації перепадів температур повинно ґрунтуватися на показниках питомої аерації, що визначається приведеною швидкістю газової фази в поперечних перерізах ящиків. Прийнятий показник рівня аерації, що визначається кількістю м^3 повітря на 1 т солоду мав би право на використання лише за умови, що висота шару зерна є однаковою. Проте остання умова виконується далеко не завжди. Між тим, обмеження висоти шару зернової маси, як відмічалось, за інших рівних умов приводить до мінімізації повисотної різниці температур.

Таким чином, корегування термодинамічних

показників кондиціонованого повітря в сторону зниження його температури нижче номінальної з наступним обмеженням повітряного потоку аерації може застосовуватися лише з застереженням стосовно певної стабілізації температур.

Повернемося до оцінки перспектив корекції термодинамічних параметрів за рахунок рециркуляційної складової повітря стосовно випадку, коли початкові параметри свіжого повітря обумовлюють необхідність його догрівання (рис. 4).

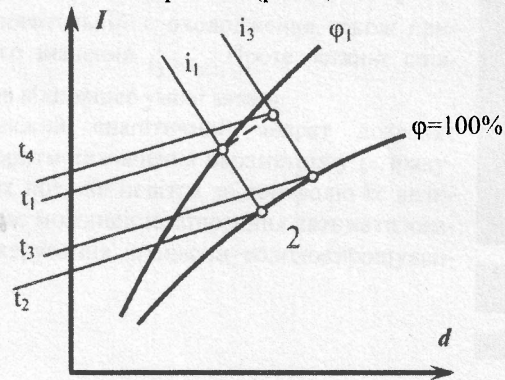


Рис. 4. Схема до підготовки повітря в режимі рециркуляції.

Нехай параметрам свіжого повітря відповідають температура t_1 і відносна вологість ϕ_1 . За таких значень ізоентальпійне охолодження його за вологонасиченням привело б до температури t_2 , яка є нижчою заданої температури t_3 .

Для реалізації показників t_3 і $\phi_3=100\%$ слід за рахунок змішування свіжого і рециркуляційного повітря досягти ентальпії суміші, що відповідає значенню i_3 . Процес змішування буде супроводжуватися зростанням температури суміші, порівняно з температурою свіжого повітря. Змінюватися буде також і відносна вологість, але кінцевий її показник залежить від співвідношення ϕ_1 та $\phi_{\text{рец}}$. Нехай завершенню цього процесу відповідає точка 4, яка лежить на ізотері t_4 .

Кількість теплоти, яку необхідно надати свіжому повітрю складає

$$Q_1 = V_1c(t_4 - t_1). \quad (5)$$

Остання має відповідати кількості теплової енергії, яку приносить рециркуляційна складова повітря і при цьому

$$Q_{\text{рец}} = V_2c(t_{\text{сол}} - t_4). \quad (6)$$

Прирівнявши Q_1 та $Q_{\text{рец}}$, знайдемо

$$V_1c(t_4 - t_1) = V_2c(t_{\text{сол}} - t_4). \quad (7)$$

З урахуванням, що $V_2 = k_{\text{рец}}V_1$, запишемо

$$V_1c(t_4 - t_1) = k_{\text{рец}}c(t_{\text{сол}} - t_4). \quad (8)$$

$$t_4 - t_1 = k_{\text{рец}}(t_{\text{сол}} - t_4).$$

Тоді величина коефіцієнта рециркуляції

$$k_{\text{рец}} = \frac{t_4 - t_1}{t_{\text{сол}} - t_4}. \quad (9)$$

Після досягнення повітрям значень термодинамічних параметрів, що відповідають точці 4, залишається здійснити ізоентальпійне охолодження суміші до значення $\phi_3=100\%$.

До рівняння (9) входять дві невідомі величини, а саме: коефіцієнт рециркуляції повітря $k_{\text{рец}}$ та розшукувана температура t_4 . Тому умову (9) доповнимо відомим термодинамічним рівнянням

$$i_3 = t_4 + 0,001 (2500 + 1,93 t_4) d_4, \quad (10)$$

де d_4 – абсолютна кількість водяної пари, яка вміщується у 1 кг сухої суміші повітря.

Значення d_4 знайдемо за формулою:

$$d_4 = \frac{d_1 + d_{\text{рец}}}{2}, \quad (11)$$

де $d_{\text{рец}}$ – кількість водяної пари в 1 кг рециркуляційного повітря.

Підстановкою d_4 одержуємо

$$i_3 = t_4 + 0,001 (2500 + 1,93 t_4) \frac{d_1 + d_{\text{рец}}}{2}. \quad (12)$$

$$i_3 = t_4 + 2,5 + 1,93 \cdot 10^{-3} t_4 \frac{d_1 + d_{\text{рец}}}{2};$$

$$t_4 = \frac{i_3 - 2,5}{1 + 1,93 \cdot 10^{-3} \frac{d_1 + d_{\text{рец}}}{2}} = \frac{2(i_3 - 2,5)}{2 + 1,93 \cdot 10^{-3} (d_1 + d_{\text{рец}})} \quad (13)$$

Тоді остаточно розрахункова формула по визначенню коефіцієнта рециркуляції приводиться до

вигляду

$$k_{\text{рец}} = \frac{2(i_3 - 2,5)}{t_{\text{сол}} - \frac{2 + 1,93 \cdot 10^{-3} (d_1 + d_{\text{рец}})^{-t_1}}{2 + 1,93 \cdot 10^{-3} (d_1 + d_{\text{рец}})}}. \quad (14)$$

Як видно з формули (14) коефіцієнт рециркуляції $k_{\text{рец}}$ цілком логічно пов'язаний з температурами $t_{\text{сол}}$ та t_1 , абсолютним вологовмістом свіжого та рециркуляційного повітря та ентальпією i_3 .

За збільшення коефіцієнта рециркуляції за межі визначеного $k_{\text{рец}}$ одержимо нове значення $t'_4 > t_4$.

При цьому ізоентальпійне охолодження також приведе до нового значення $t'_3 > t_3$. Проте останнє співвідношення не відповідає умові задачі.

Розроблений аналітичний апарат дозволяє створити алгоритм визначення параметрів у розрахунку кількісних потоків повітря за контролю їх величин. Це означає можливість створення автоматизованої системи керування процесом солодовирощування.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Соколенко А.І., Українець А.І., Піддубний В.А. Транспортно-технологічні системи пивзаводів. – К.: – АртЕк, 2002. – 304 с.
2. Шевченко О.Ю., Соколенко А.І., Ковбаса В.М., Піддубний В.А. Нові можливості апаратурного забезпечення солодових виробництв // *Хранение и переработка зерна*. – 2005. – № 8. – С. 32-34.
3. Кунце В. *Технология солода и пива*. Пер. с нем. – С.-Петербург: – Профессия, 2001. – 912 с.
4. Шевченко О.Ю. Підготовка повітря в процесах виробництва солоду // *Харчова пром-сть*. – 2003. – № 2. – С. 66–69.

Поступила 11.2011

Адрес для перетиски:

вул. Володимирівська, 69, м. Київ, 65039

