

УДК 697.1 (075)

ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СИЛОСОВ ДЛЯ ХРАНЕНИЯ ЗЕРНА

Шерстюк В.С., к.т.н., доц., Мурашко В.А., аспирант
*(Харьковский национальный технический университет сельского
хозяйства имени Петра Василенко)*

Предложена методика теплового расчёта силосов для хранения зерна.

Постановка задачи. В настоящее время получили широкое распространение зернохранилища в виде цилиндрических металлических бункеров с коническим или плоским днищем. Также силоса предназначены как для кратковременного, так и для длительного хранения зерна. Они могут устанавливаться как одиночными, так и группами, создавая зерновые склады различной вместимости, где можно хранить зерно различного качества и различных видов. [4-6].

Впервые они начали применяться в середине 60-тых годов прошлого столетия в США, Канаде, Австралии, Аргентине, а затем и в Европе – Германии, Франции, а теперь и ряд предприятий Украины также освоили выпуск сборных зернохранилищ из профилированного листового металла. К таким предприятиям, поставляющим как отдельные силосы, так и целые комплексы, по послеуборочной обработке и хранению зерна, можно отнести предприятия «ПроектКонтактСервис» и «Лорд» из Николаева, «КМЗ» Карловский машиностроительный завод Полтавской области, «Агродарина» г. Харьков и др. [7, 8, 10, 11].

В отличие от железобетонных силосов, где фактически зернохранилище представляет собой монолитную конструкцию разделённую внутри перегородками на отдельные ёмкости, металлические силоса представляют собой отдельно стоящие ёмкости. В железобетонных силосах основная масса зерна хранится во внутренних ёмкостях, защищённых наружными бункерами от воздействия окружающей среды и, в частности, от колебания температуры и влажности [1 - 5].

Зерно, хранящееся в металлических силосах, менее защищено

от воздействия окружающей среды, и, для обеспечения безопасных условий его хранения необходимо применять эффективную систему активного вентилирования.

Активное вентилирование позволяет регулировать процессы, происходящие в зерновой массе во время хранения в металлических силосах, позволяет снижать его влажность и температуру на протяжении всего периода хранения и подогреть зерно весной для предотвращения отпотевания и возникновения самосогревания зерна [5, 7, 11, 13].

Таким образом, наряду с основной задачей, которую выполняет металлический бункер для хранения зерна, его можно рассматривать и как устройство в котором происходят термодинамические процессы, связанные с изменением температуры и влажности размещённой в нем зерновой массы.

Однако вопросы, связанные с протеканием термодинамических процессов в таких бункерах при проведении активного вентилирования изучены не достаточно.

Анализ известных исследований.

Анализ литературных источников показал, что сведения о конструкции и устройстве металлических бункеров носит в основном рекламный характер. Попытка систематизировать эти сведения была сделана в работе [7].

Существует много работ посвященных вопросу сушки зерна в зерносушилках [11, 16, 18]. Меньше работ посвящено вопросу активного вентилирования зерна [16, 17]. Однако в этих работах приведены или результаты экспериментальных исследований или результаты практического применения систем активного вентилирования.

Теоретические расчёты термодинамических параметров в основном проводились для различных видов зерносушилок [15-18]. Для металлических бункеров, в которых применяются системы активного вентилирования, такие исследования проводились для повышения эффективности равномерного распределения потоков воздуха в зерновой массе.

В данной работе, на основе теоретических исследований шахтных зерносушилок, предпринята попытка обоснования термодинамических параметров металлических бункеров для хранения зерна с использованием систем активного вентилирования.

Цель работы – разработка и обоснование инженерной методики теплового расчёта силосов для хранения зерна и

определение термодинамических параметров: количество удаляемой влаги, расход сушильного агента, расход теплоты, степень охлаждения зерновой массы, теплового КПД и т.п. на основе разработанной физической модели силосов.

Результаты исследований. Будим рассматривать бункер как ёмкость, в которой производится подсушивание зерновой массы или ее охлаждение.

Расчётная схема такого бункера, работающего на подогретом или охлаждённом воздухе, приведена на рис.1. Данная схема представляет собой физическую модель описанного выше силоса, так как охватывает совокупность входных и выходных термодинамических параметров и отражает физические процессы, происходящие в зерновой массе расположенной в силосе и ее конвективной сушке или охлаждении.

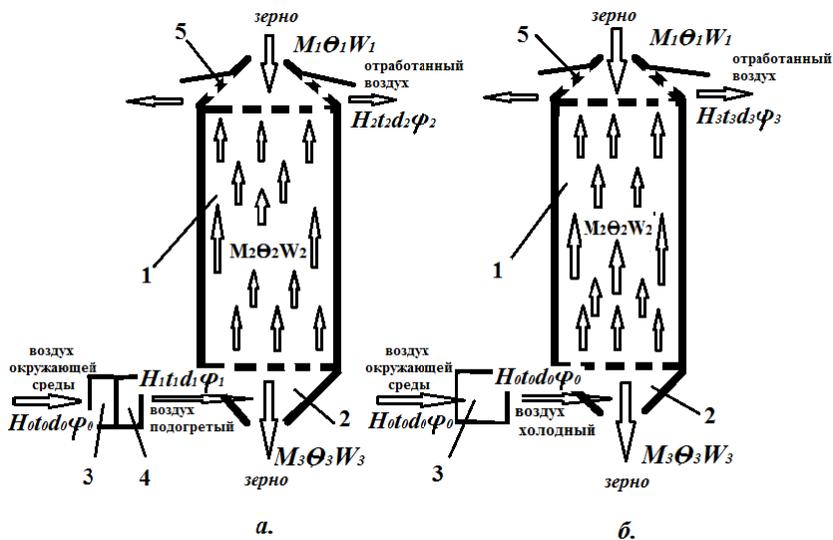


Рис.1. Физическая модель силоса: а) при подсушивании зерна; б) при охлаждении зерна. 1 – бункер; 2 – зона подачи воздуха; 3 – вентилятор; 4 - калорифер; 5 – зона выхода отработанного воздуха.

Температура t_0 , относительная влажность φ_0 , влагосодержание d_0 и энтальпия H_0 характеризуют состояние наружного воздуха. После нагрева в калорифере подогретый воздух с параметрами $t_1 \varphi_1 d_1 H_1$ поступает в бункер. Параметры отработавшего воздуха обозначим через t_2, φ_2, d_2, H_2 .

При охлаждении зерна (рис.1б.) в зону подачи воздуха 2 поступает холодный атмосферный воздух. Его параметры после прохождения через зерно равны t_3 , φ_3 , d_3 , H_3 . При подсушивании исходный материал в количестве M_1 при температуре θ_1 и влажности w_1 поступает в бункер. Его параметры после подсушивания - M_2, θ_2, w_2 , и после охлаждения соответственно равны $M_3 \theta_3 w_3$.

Масса удаляемой влаги (G) равна разности между массой материала до, и после сушки

$$G = M_1 - M_2 \quad (1)$$

В процессе сушки масса абсолютно сухого материала M_0 неизменна и, следовательно,

$$M_0 = M_1 \frac{100-w_1}{100} = M_2 \frac{100-w_2}{100} = const \quad (2)$$

Отсюда

$$M_2 = M_1 \frac{100-w_1}{100-w_2} \quad (3)$$

Подставляя значение M_2 в уравнение (1), получим

$$G = M_1 - M_1 \frac{100-w_1}{100-w_2} = M_1 \frac{w_1-w_2}{100-w_2} \quad (4)$$

Аналогично можно получить

$$G = M_2 \frac{w_1-w_2}{100-w_1} \quad (5)$$

Относительная убыль массы материала

$$\alpha = \frac{M_1 - M_2}{M_1} 100 = \frac{w_1 - w_2}{100 - w_2} 100 \% . \quad (6)$$

При установившемся режиме подсушивания количество влаги, поступившей с материалом и подогретым воздухом, равно количеству влаги, уносимой из бункера, [1 - 4]:

$$M_1 \frac{w_1}{100} + L \frac{d_1}{1000} = M_2 \frac{w_2}{100} + L \frac{d_2}{1000} \quad (7)$$

где L – сухая масса агента сушки, кг/г; d_1, d_2 - влагосодержание агента сушки до и после сушильной камеры, г/кг сухого воздуха или газовой смеси.

Из (7) следует, что

$$L \frac{d_2 - d_1}{1000} = \frac{M_1 w_1 - M_2 w_2}{100} = G \quad (8)$$

Таким образом,

$$L = \frac{1000 \times C}{d_2 - d_1} \quad (9)$$

Тогда удельный расход подогретого воздуха на 1 кг испаренной влаги

$$l = \frac{L}{G} = \frac{1000}{d_2 - d_1}, \quad (10)$$

при использовании подогретого воздуха $(d_1 - d_0)$, поскольку влагосодержание воздуха до и после калорифера одинаково. [8, 9].

Количество теплоты, сообщаемой воздуху в калорифере равно произведению количества сушильного агента на разность энтальпии до и после нагревательного устройства

$$Q = L (H_1 - H_0) \quad (11)$$

Удельный расход теплоты (кДж/кг испарённой влаги)

$$q = \frac{Q}{W} = l (H_1 - H_0) \quad (12)$$

В теоретической сушилке нет дополнительных поступлений теплоты в камеру, и отсутствуют теплотопери в окружающую среду, поэтому вся теплота подогретого воздуха расходуется на испарение влаги из материала, [1 - 4].

Если начальная температура материала $\theta = 0$, то энтальпия подогретого воздуха не изменяется $(H_1 = H_2)$, так как теплота, израсходованная на испарение влаги, компенсируется водяными парами, поступающими из материала. В этом случае

$$H_1 L = H_2 L \quad (13)$$

а удельный расход теплоты

$$q = l (H_1 - H_0) = l (H_2 - H_0), \quad (14)$$

т. е. количество теплоты, внесённой в бункер из калорифера, равно количеству теплоты, уносимой из бункера с отработавшим воздухом.

В случае, когда температура материала $\theta_1 > 0$, в бункер поступает теплота с влагой, испаряемой в процессе сушки, которая равна $c_B \theta_1 W$, где c_B – удельная теплоёмкость воды.

С учетом этой теплоты уравнение баланса теплоты запишется

$$LH_1 + c_B \theta_1 W = LH_2 \quad (15)$$

При $\theta = 0$ оно совпадает с уравнением (13).

Учитывая соотношение (15), из уравнения (11) получим

$$Q + LH_0 + c_B \theta_1 W = LH_2 \quad (16)$$

Отсюда расход теплоты

$$Q = L (H_2 - H_0) - c_B \theta_1 W, \quad (17)$$

а удельный расход теплоты

$$q = \frac{Q}{W} = l(H_2 - H_0) - c_B \theta_1, \quad (18)$$

где $l = L/W$.

Действительный процесс подсушивания отличается от теоретического следующим:

1. В бункере может находиться источник теплоты (например, внутренняя поверхность нагретых от солнца стенок бункера). В этом случае материалу сообщается добавочное количество теплоты Q_d .

Удельный подвод теплоты

$$q = Q_d/W \quad (19)$$

2. В бункере теплота расходуется на нагрев материала. При начальной температуре материала $\theta_1 > 0$ это количество теплоты

$$Q_{пр.} = M_2 c_2 (\theta_2 - \theta_1), \quad (20)$$

откуда

$$q_{пр.} = \frac{Q_{пр.}}{W} = \frac{M_2}{W} c_2 (\theta_2 - \theta_1). \quad (21)$$

3. Теплота, теряемая через стенки бункера в окружающую среду

$$\theta_{о.ср.} = k_0 A (t_{ср} - t_B), \quad (22)$$

где k_0 - коэффициент теплопередачи от нагретого воздуха в окружающую среду через стенки бункера, Вт/(м² К); A - суммарная площадь поверхности стенок бункера, м²; t_B - температура воздуха снаружи бункера, °С; $t_{ср.}$ - среднее значение температуры подогретого воздуха в бункере, °С.

Можно принять $t_{ср.} = (t_1 + t_2)/2$.

С учетом потерь теплоты, когда $\theta_1 > 0$, уравнение баланса теплоты для данного бункера имеет вид

$$LH_0 + Q + M_2 c_2 \theta_1 + c_B \theta_1 W + Q_d = LH_2 + M_2 c_2 \theta_2 + Q_{о.ср.} \quad (23)$$

Удельный расход теплоты на подсушивание

$$q = l (H_2 - H_0) - q_d - \frac{M_2}{W} c_2 \theta_1 - c_B \theta_1 + \frac{M_2}{W} c_2 \theta_2 + q_{о.ср.} \quad (24)$$

С учетом уравнения (21) можно записать

$$q = l (H_2 - H_0) - [(c_B \theta_1 + q_d) - (q_{пр.} + q_{о.ср.})]. \quad (25)$$

Уравнение (25) записывают следующим образом

$$q = l (H_2 - H_0) - \Delta \quad (26)$$

где $\Delta = (c_B \theta_1 + q_d) - (q_{пр.} + q_{о.ср.})$.

При охлаждении материала расчет процесса охлаждения во многом аналогичен расчету процесса подсушивания, [1-4].

Составим уравнение баланса влаги для охлаждения.

Обозначим через L_x расход сухого воздуха для охлаждения. Из расчетной схемы, показанной на рисунке 1б. следует, что

$$M_2 \frac{w_2}{100} + L_x \frac{d_0}{1000} = M_3 \frac{w_3}{100} + L_x \frac{d_3}{1000}, \quad (27)$$

откуда

$$M_2 \frac{w_2}{100} - M_3 \frac{w_3}{100} = L_x \frac{d_3 - d_0}{1000}. \quad (28)$$

Левая часть этого уравнения определяет количество влаги W_x , отбираемой из материала в процессе его охлаждения

$$M_2 \frac{w_2}{100} - M_3 \frac{w_3}{100} = W_x. \quad (29)$$

Отсюда следует, что

$$W_x = L_x \frac{d_3 - d_0}{1000}. \quad (30)$$

Расход сухого воздуха

$$L_x = \frac{1000 W_x}{d_3 - d_0}. \quad (31)$$

Удельный расход сухого воздуха (1кг сухого воздуха на 1кг испарённой влаги в процессе охлаждения)

$$l_x = \frac{L_x}{W_x} = \frac{1000}{d_3 - d_0}. \quad (32)$$

Уравнение баланса влаги следует дополнить уравнением баланса теплоты.

При охлаждении с наружным воздухом вносится $L_x H_0$ теплоты, а с влагой материала, которая затем испаряется в камере - $c_B \theta_2 W_x$, где c_B - теплоёмкость воды.

Количество теплоты, отдаваемое материалом

$$Q_{пр. x} = M_3 c_3 (\theta_2 - \theta_3). \quad (33)$$

где c_3 - теплоёмкость материала, кДж/кгК.

Отработавшим воздухом из бункера уносится $L H_3$ теплоты.

Потери теплоты в окружающую среду через поверхность стенок бункера определяют по формуле, аналогичной (23):

$$Q_{o.c.p.x} = A_x k_x (\theta_{cp} - t_B), \quad (34)$$

где A_x – площадь стенок бункера, м²; k_x – коэффициент теплопередачи через стенки бункера, Вт/(м²К); $\theta_{cp} = (\theta_2 + \theta_3)/2$ – средняя температура охлаждаемого материала, °С; t_B – температура окружающей среды, где находится бункер, °С.

Следовательно, уравнение теплового баланса будет иметь вид

$$L_x H_0 + c_B \theta_2 W + M_3 c_3 (\theta_2 - \theta_3) = L_x H_3 + Q_{o.c.p.x}. \quad (35)$$

Запишем уравнения (35) для 1 кг испаренной влаги

$$l_x H_0 + c_B \theta_2 + \frac{M_3}{W_x} c_3 (\theta_2 - \theta_3) = l_x H_3 + q_{o.c.p.x}. \quad (36)$$

Отсюда удельный расход сухого воздуха в бункере

$$l_x = \frac{c_B \theta_2 + Q_{п.p.x} - q_{o.c.p.x}}{H_3 - H_0}. \quad (37)$$

Тепловой КПД при подсушивании..

Коэффициент полезного действия при подсушивании равен отношению полезно использованной теплоты $Q_{пол.}$ к фактически затраченной Q_p .

Теплота, полезно используемая на испарение влаги

$$Q_{пол.} = W_{об.} r, \quad (38)$$

где $W_{об.}$ – общее количество влаги, испаренной в бункере при подсушивании; r – теплота парообразования, которую определяют по средней температуре материала в бункере.

Расход теплоты при использовании калорифера

$$Q_p = B Q_{п.н}^p, \quad (39)$$

где B – расход тепловой энергии.

Тогда тепловой КПД:

$$\eta = \frac{W_{об.} r}{B Q_{п.н}^p}. \quad (40)$$

Выводы

Полученные математические выражения позволяют производить расчёт термодинамических параметров металлических бункеров предназначенных для хранения зерна.

Список литературы

1. Дзюбенко П.К и др. Системи опалення і вентиляції сільськогосподарських виробничих будівель. – К.: Будівельник, 1978. 152с.

2. Табунщиков Ю.А., Бродач М.М. Математическое моделирование и оптимизация тепловой эффективности зданий. – М.: Авок-Прес, 2002. – 200с.

3. Драганов Б.Х. и др. Теплотехника и применение теплоты в сельском хозяйстве. – М.: Стройиздат, 1990. – 463с.

4. Васильев А.Н. Электротехнология и управление при интенсификации сушки зерна активным вентилярованием. – Ростов-на-Дону: Терра-Принт, 2008. – 240с.

5. Цугленок Н.В. Имитационная модель функционирования сушильных установок. – Вестник КрасГАУ. – Красноярск, 2007. – Вып. 3. – с. 196 – 200.

6. Приймаков А.Г. Методология научных исследований и математическое моделирование / Учебное пособие для адъюнктов. – Харьков: изд. ХИВВС им. И. Кожедуба, 2003. – 391с.

7. Приймаков О.Г. Системно – магістичне прогнозування працездатності елементів авіаційних конструкцій / Автореферат дис.. докт. техн. наук. – Харків: вид. ППМаш ім. А.М. Підгорного, 2007. – 38с

8. Советов Б.Я., Яковлев С.Я. Моделирование систем. – М.: Высшая школа, 1985. – 271с.

9. Ляшко В.А., Потемкин М.М. Анализ термодинамических условий возникновения микроповреждаемости на поверхности трения. – Трение и износ. – 1994. – Том 15, №6. – с. 973 – 980.

10. Моисеев Н.Н. Математические задачи системного анализа. – М.: Наука, 1981. – 363с.

11. Павловский Г.Т., Птицын С.Д. Очистка, сушка и активное вентилирование зерна. М: Высшая школа, 1972г.

12. Сакур В.А. Сушка и активное вентилирование зерна и зеленых кормов. М.: Колос, 1969г.

13. Мальтри В, Петкс Э, Шнейзер Б. Сушильные установки сельскохозяйственного назначения (перевод с немецкого). М.: Машиностроение, 1979г.

14. Самочетов В.Ф., Джороган Г.А. Зерносушение. М.: Колос, 1970г.

15. Теплотехніка. За редакцією проф. Драганова Б.Х. 2-ге видання, перероблена та доповнена. 400с. Київ «Фірма "ІНКОС"», 2005р.

16. Гинсбург А.С., Дубровский В.П., Козаков Е.Д., Окунь Г.С., Резчиков В. А. Влага в зерне,издательство «КОЛОС», Москва, 1969г., УДК. 664.7.543.81.

17. Малин Н.И. Теория и практика энергосберегающей технологи сушки зерна.М.: Хлебпродинформ», Москва, 2001г,-112с.

18. Бучинський А.К. Основи технології та техніки сушіння: навч. посіб./А.К.Бучинський, В.С.Коваленко – Дніпропетровськ.: УДХТУ, 2002, - 117С.

Анотація

ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СИЛОСІВ ДЛЯ ЗБЕРІГАННЯ ЗЕРНА

Запропоновано методику теплового розрахунку силосів для зберігання зерна.

Abstract

ENGINEERING METHOD OF CALCULATING THE THERMODYNAMIC PARAMETERS OF SILOS FOR GRAIN STORAGE

The technique of thermal design of silos for grain storage.