

УДК 631.365

Чеботарев В., д-р техн. наук, УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»

Теоретическое обоснование компенсирующего режима работы воздухонагревателя

В статье представлены результаты теоретических расчетов обоснования компенсирующего режима работы воздухонагревателя. Обоснованы необходимые параметры потоков горючих газов и нагреваемого воздуха для обеспечения максимальной экономичности сжигания топлива.

Ключові слова: сушка зерна, воздухонагреватель, местные виды топлива.

Введение. Сушка является одной из самых энергоемких операций в технологических процессах производства зерна (35...50% от всех затрат энергии). Имеющийся в Беларуси парк зерносушилок рассчитан на применение как жидкого топлива или природного газа, так и местных видов топлива [1 - 4]. Именно благодаря возможности тонкого оперативного управления извлечением и подачей тепла на сушку эти традиционные виды топлива на сегодняшний день доминируют в мире при проведении сушки зерна [5-11]. Они незаменимы при сушке семян. Между тем складывающаяся в мире ситуация с энергопотреблением все больше требует использования возобновляемых источников тепла, каковыми, в частности, являются дрова, солома, торф - наиболее распространенный и доступный энергоресурс Беларуси [10]. Поэтому в Республике Беларусь будут востребованы зерносушилки, работающие как на традиционном топливе (нефтяного происхождения, газе), так и на твердом местном - дровах, соломе, торфе, торфобрикетках [1, 10]. Это означает, что сельскохозяйственное производство должно оснащаться воздухонагревателями широкого типоразмерного ряда, работающими на различных видах топлива.

Основная часть. Опыт использования и научные исследования показывают, что для целей сушки зерна в сельском хозяйстве лучше всего подходят воздухо-

нагреватели с теплообменниками, простые конструктивно и лучше других использующие тепловой потенциал сжигаемого топлива [12, 13]. Помимо экономичности такие воздухонагреватели должны соответствовать важнейшему требованию - обеспечивать поддержание стабильной (на заданном уровне) температуры агента сушки. Если в воздухонагревателях, работающих на традиционных углеводородных видах топлива, проблем не возникает, то при сжигании твердого топлива (дрова, торф, солома) нестабильность температуры - главная из проблем. Устранить ее пытаются разными способами. Для этого воздухонагреватели, например, делают больших объемов, чтобы одновременно закладывать больше дров. По другому способу применяют несколько топков (или делят большую топку на несколько секций) с автоматическим последовательным сдвигом фаз интенсивного горения в каждой из них. Возможен и такой способ, когда в одной топке одновременно сжигают твердое и жидкое топливо. Основным условием эффективного теплообмена в воздухонагревателе является обеспечение точного соответствия преобразуемых и передаваемых объемов тепла от горючих газов, образующихся в топке, к подогреваемому наружному воздуху [14]. При этом важно выполнить эти условия при колебаниях в процессе работы воздухонагревателя величин температур и подачи горючих топочных газов

© Чеботарев В., 2017

НАУКОВО-ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ

и наружного воздуха для нагрева, то есть компенсировать возникающие отклонения [15, 16]. Как известно, количество тепла, передающегося от горючих газов через теплообменную поверхность воздухонагревателя к нагреваемому воздуху будет равно:

$$Q_{\text{Тп}} = \lambda F_{\lambda} (T_{01} - T_{K1}) q_{\text{ГГ}}, \quad (1)$$

где λ – теплопроводность материала теплообменника, Вт/(м К);

F_{λ} – теплообменная поверхность воздухонагревателя, м²;

T_{01}, T_{K1} – начальная и конечная температура горючих газов, перемещаемых из топki к дымовой трубе, К;

$q_{\text{ГГ}}$ – удельная объемная подача горючих газов, м³/с.

Количество тепла, получаемого агентом сушки, определится по следующей зависимости:

$$Q_{\text{ac}} = \alpha F_{\lambda} (T_{K2} - T_{02}) q_{\text{ac}}, \quad (2)$$

где α – коэффициент теплообмена, Вт / (м² К);

T_{02}, T_{K2} – начальная и конечная температура подогреваемого воздуха, К;

q_{ac} – удельная объемная подача подогреваемого воздуха, м³/с.

После приравнивания правых частей уравнений (1) и (2) и необходимых преобразований определяется зависимость для расчета в воздухонагревателе оптимальных значений температур и подач горючих газов и подогреваемого воздуха, а также установления необходимых компенсаций по температуре и подаче:

$$\frac{\lambda(T_{01} - T_{K1})}{\alpha(T_{K2} - T_{02})} = \frac{q_{\text{ac}}}{q_{\text{ГГ}}}. \quad (3)$$

При известных средних площадях поперечного сечения воздухопроводов для горючих газов и нагреваемого воздуха выражение (3) примет вид:

$$\frac{\lambda(T_{01} - T_{K1})}{\alpha(T_{K2} - T_{02})} = \frac{v_{\text{ac}} F_{\text{cp ac}}}{v_{\text{ГГ}} F_{\text{cp ГГ}}}, \quad (4)$$

где $F_{\text{cp ac}}, F_{\text{cp ГГ}}$ – средняя площадь поперечного сечения воздухопроводов, в которых перемещаются соответственно подогреваемый воздух и горючие газы, м²;

$v_{\text{ac}}, v_{\text{ГГ}}$ – скорость движения горючих газов и подогреваемого воздуха, м/с.

При перемещении в воздухопроводах теплообменника температура горючих газов будет падать, а нагреваемого воздуха возрастать. Этот процесс может быть описан следующим дифференциальным уравнением:

$$\frac{dT}{dl} = k_{\text{то}} (T_{\text{ГГ}} - T_{\text{ac}}), \quad (5)$$

где dl – бесконечно малое перемещение в воздухопроводах подогреваемого воздуха и горючих газов, м;

$k_{\text{то}}$ – коэффициент пропорциональности, м⁻¹.

$T_{\text{ГГ}}, T_{\text{ac}}$ – начальная температура горючих газов и подогреваемого воздуха, К.

После разделения переменных выражение (5) примет следующий вид:

$$\frac{dT}{(T_{\text{ГГ}} - T_{\text{ac}})} = k_{\text{то}} dl. \quad (6)$$

После интегрирования правой и левой частей выражения (6) оно принимает следующий вид:

$$\ln(T_{\text{ГГ}} - T_{\text{ac}}) = k_{\text{то}} l + \ln C. \quad (7)$$

После потенцирования выражения (7) будет получено решение уравнения (5) в общем виде.

$$(T_{\text{ГГ}} - T_{\text{ac}}) = C e^{k_{\text{то}} l}. \quad (8)$$

Исходя из начальных условий: $l=0; T_{\text{ГГ}} = T_{01}; T_{\text{ac}} = T_{02}$; определяется значение постоянной интегрирования $C = (T_{01} - T_{02})$. И тогда частное решение дифференциального уравнения (5) будет иметь следующий вид:

$$T_{\text{ac}} = T_{\text{ГГ}} - (T_{01} - T_{02}) e^{k_{\text{то}} l}. \quad (9)$$

Таким образом, из выражения (9) определяется текущая температура подогреваемого воздуха (агента сушки для зерносушилок) в зависимости от текущей температуры горючих газов, начальной температуры горючих газов и наружного воздуха, а также пройденного ими пути в воздуховоде. Для существенного снижения возникающих при работе воздухонагревателя зерносушилки колебаний тепловой мощности, передаваемой агенту сушки, его газовые и воздушные потоки должны иметь взаимосвязанные компенсационные режимы, определяемые параметрами горючих газов и наружного воздуха, а также пройденным ими путем в газо- и воздухопроводах в соответствии с зависимостями (4) и (9). Полученные уравнения (4) и (9) позволяют определить общие теплотехнические параметры воздухонагревателя с учетом необходимых компенсационных допусков и поставить задачи по расчету его конкретных технических параметров. Для решения таких задач требуется провести подробное обоснование выбора основных параметров конкретных воздухонагревателей, чтобы на их основе можно было бы построить требуемый типаж, повысить эффективность и конкурентоспособность разработок [8, 9]. Воздухонагреватели предназначены для производства и передачи тепла агенту сушки. Основным параметром воздухонагревателя является его теплопроизводительность (тепловая мощность), которая определяется согласно следующей зависимости:

$$Q_{\text{Тп}} = q_{\text{чГ}} Q_{\text{н}}^p, \quad (10)$$

где $q_{\text{чГ}}$ – часовой расход топлива, кг/ч, м³/ч;

$Q_{\text{н}}^p$ – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг, кДж/м³.

На основании заданной тепловой производительности воздухонагревателя определяются базовые параметры его топочной камеры – объем топочного пространства исходя из предельного теплового напряжения топочного пространства для конкретного вида воздухонагревателя:

$$V_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{Тп}}}{q_{\text{в}}}, \quad (11)$$

где q_v – предельное тепловое напряжение топочного пространства, кВт/м³.

Для слоевых топков также определяется площадь зеркала горения на основе предельного теплового напряжения зеркала горения:

$$F_R = \frac{Q_{III}}{q_R}, \quad (12)$$

где q_R – предельное тепловое напряжение зеркала горения, кВт/м².

Важным показателем работы топки воздухонагревателя является ее коэффициент полезного действия:

$$\eta_T = 100 - \eta_x - \eta_m, \quad (13)$$

где η_x , η_m – потери теплоты от химического и механического недожога, %;

Выводы. Таким образом, для существенного снижения возникающих при работе воздухонагревателя зерносушилки колебаний тепловой мощности, передаваемой агенту сушки, его газовые и воздушные потоки должны иметь взаимоувязанные компенсационные режимы, определяемые параметрами горючих газов и наружного воздуха, а также пройденным путем газо- и воздуховодах в соответствии с зависимостями (4) и (9).

Литература

1. Дашков В.Н. Концепции развития парка зерноочистительного и сушильного оборудования в Республике Беларусь / В.Н. Дашков, В.П. Чеботарев, А.С. Тимошек, А.А. Князев.
2. Казакевич П.П. Основные направления технического обеспечения послеуборочной обработки зерна в Республике Беларусь / П.П. Казакевич, В.П. Чеботарев, И.В. Барановский, А.А. Князев // Усовершенствование технологий и оборудования производства продукции животноводства / Вестник Харьковского НТУСХ им. П. Василенка. – Харьков, 2007. – Вып. 62. – С. 74–77.
3. Ловкис В.Б. О критериях энергетической эффективности сельскохозяйственных технологий / В.Б. Ловкис, В.А. Колос // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2008. – Вып. 42. – С. 13–19.
4. Колос В.А. Анализ энергетической эффективности технологии производства картофеля в Северо-Западном регионе России / В.А. Колос, В.Б. Ловкис // Картофелеводство: сб. науч. тр. – Минск: РУП «НПЦ НАН Беларуси по картофелеводству и плодоовощеводству», 2009. – Т. 16. – С. 292–297.
5. Технологическое оборудование и поточные линии предприятий по переработке зерна: учебник / Л.А. Глебов, А.Б. Демский, В.Ф. Веденев, А.Е. Яблоков. М.: ДеЛи принт, 2010. – 696 с.
6. Фролов В.Ф. Моделирование сушки дисперсных материалов / В.Ф. Фролов. – Л.: Химия, 1987. – 218 с.
7. Mathematical simulation of mass and heat transfer in high moisture foods / A. Husain [et al.] // Transactions of the ASAE. – 15 (1972). – №4. – Pp. 732-736.
8. Parti M. Selection of mathematical models for dry-

ing grain in thin-layers / M. Parti // Journal of Agricultural Engineering Research. – 1993. – № 54. – Pp. 339-352.

9. Matthies H.J. Ausbau eines Verfahrens zur Berechnung des Stromungswiderstandes ruhender kornformiger Schuttguter / H.J. Matthies, H. Petersen // Grundlagen der Landtechnik. – 1973. – №2. – S. 50-53.

10. Чеботарев В.П. Сравнительный анализ местных видов топлива / В.П. Чеботарев, И.В. Барановский, А.С. Тимошек, А.В. Новиков, Д.В. Мельник, О.С. Дубровский // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: сб. статей междунар. науч.-практ. конф., Минск, 17–19 октября 2007 г.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2007. – Т. 2. – С. 214–218.

11. Чеботарев В.П. Анализ конструкций топочных агрегатов на традиционных видах топлива / В.П. Чеботарев, И.В. Барановский, А.К. Борис, О.С. Дубровский // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: сб. статей междунар. науч.-практ. конф., Минск, 17–19 октября 2007 г.: в 2 т. / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2007. – Т. 2. – С. 218–220.

12. Дашков В.Н. Обоснование и расчет параметров жидко-топливного агрегата АТ-0,7 / В.Н. Дашков, С.М. Карташевич, А.С. Тимошек, С.А. Кукса, В.П. Чеботарев // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. Т. 2 / РУНИП «ИМСХ НАН Беларуси». – Минск, 2003. – Вып. 37. – С. 136–145.

13. Дашков В.Н. Экспериментально-теоретические исследования автономных газовых воздухонагревателей / В.Н. Дашков, С.М. Карташевич, А.С. Тимошек, С.А. Кукса, В.П. Чеботарев // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб.: в 2 т. Т. 2 / РУНИП «ИМСХ НАН Беларуси». – Минск, 2003. – Вып. 37. – С. 145–152.

14. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. М.: Энергия, 1973. – 232 с.

15. Акулич П.В. Расчеты сушильных и теплообменных установок / П.В. Акулич. – Минск: Беларуская навука, 2010. – 443 с.

16. Чеботарев В. П. Сушка зерна. Теория, расчет, эксперимент / В.П.Чеботарев, И.В.Чеботарев. – Минск: РУП "НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства", 2012. - 520 с.

Анотація. У статті представлені результати теоретичних розрахунків обґрунтування компенсуючого режиму роботи нагрівача. Обґрунтовано необхідні параметри потоків горючих газів і повітря, яке нагрівається для забезпечення максимальної економічності спалювання палива.

Summary. The article presents the results of theoretical calculations of the justification of the compensating operating mode of the air heater. The necessary parameters of flows of combustible gases and heated air are substantiated in order to ensure maximum fuel combustion economics.

Стаття надійшла до редакції 13 вересня 2017 р.