

Секция НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ

СОДЕРЖАНИЕ

Подсекция НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ

1. МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗАДЕРЖКИ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЕ
Горбанев С. В. – аспирант, Сеначин П. К. – д.т.н., профессор..... 3
2. К ВОПРОСУ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ
КОМБИКОРМОВОГО ЦЕХА
Федоренко И. Я. - д.т.н., профессор, Садов В. В. - к.т.н., доцент 9
3. МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ
КОМБИКОРМОВОГО ЦЕХА
Федоренко И. Я. - д.т.н., профессор, Садов В. В. - к.т.н., доцент 12
4. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ РОТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ АлтГТУ
Хлопцев В. В. – студент, Горяев А. В. – студент, Токарев А. Н. – к.т.н., профессор,
Дубов Е. А. – к.ф.-м.н., доцент 15
5. МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОВОГО
ДВИГАТЕЛЯ
Бедин С. С. – магистрант, Сеначин А. П. – к.т.н., соискатель., Сеначин П. К. – д.т.н.,
профессор 18
6. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОМБИНИРОВАННОГО ПОСЕВНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ
ПОВЫШЕНИЯ ПРОДУКТИВНОСТИ ПАСТБИЩ
Капатурин А. А. – студент, Суворов С. А. – ассистент,
Дрюк В. А. - к.т.н., доцент 30
7. ДВУХРОТОРНЫЙ ЩЕЛЕВАТЕЛЬ И РАСЧЕТ ПРОГРАММЫ ЕГО ВЫПУСКА
Тотоев Р. А.- студент, Дрюк В. А.- к.т.н., доцент..... 33
8. САДОВАЯ МИНИФРЕЗА С ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОСЬЮ ВРАЩЕНИЯ РАБОЧИХ
ОРГАНОВ
Угрюмов Е. В. – студент, Дрюк В. А. – к.т.н., доцент 36
9. РАМА ОДНОРЯДНОГО КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА
Фомченков А. С. – студент гр. ТТС-22, Дрюк В. А. – к.т.н., доцент каф. НТТС 39
10. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С
ШАРНИРНОЙ РАМОЙ В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ
Нагорных Е. М. - аспирант, Поддубный В. И. – д.т.н., доцент 41
11. ТЕХНОЛОГИЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ И РЕМОНТА СИСТЕМ БЕЗОПАСНОСТИ
АВТОМОБИЛЕЙ
Новикова М. А. – студент, Левин В. Ф. – к.т.н., доцент 44
12. ТЕХНОЛОГИЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ С САМ-ШИНОЙ
Дорохин С. А. – студент, Левин В. Ф. – к.т.н., доцент..... 47

13. ДИСМЕМБРАТОР ЦЕНТРОБЕЖНО-РОТОРНОГО ТИПА ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ПАСТООБРАЗНЫХ КОРМОВЫХ СМЕСЕЙ
Ведяшкин В. И. – студент, Камышов Ю. Н. – к.т.н., доцент 48

Подсекция ЭНЕРГОМАШИНОСТРОЕНИЕ

14. ПЕРСПЕКТИВА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ УГЛЯ МУНАЙСКОГО МЕСТОРОЖДЕНИЯ В Г.БАРНАУЛ И АЛТАЙСКОМ КРАЕ
Бородин Р. Г. – студент, Меняев К. В. – доцент, Паутова Е. Е. – ассистент 52
15. ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ И ИХ МЕСТО В МИРОВОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ
Овчаров Д. В. – студент, Назаров И. С. – студент, Меняев К. В. – доцент, Паутова Е.Е. – ассистент 53
16. ПРИМЕНЕНИЕ ВИХРЕВЫХ ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ СЖИГАНИЯ РАСТИТЕЛЬНЫХ ОТХОДОВ
Пузырев М. Е. – студент, Лихачева Г. Н. – к.т.н., доцент 54
17. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИКИ ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ С КИПЯЩИМ СЛОЕМ
Сарсембенов Е. К. – студент, Меняев К. В. – доцент 57
18. ПРИМЕНЕНИЕ САПР ДЛЯ РЕШЕНИЯ ПРОЧНОСТНЫХ ЗАДАЧ В КОТЛОСТРОЕНИИ
Тиханов М. В. – студент, Меняев К. В. – доцент, Паутова Е. Е. – ассистент 60
19. ТВЕРДЫЕ БЫТОВЫЕ ОТХОДЫ КАК АЛЬТЕРНАТИВНЫЙ ИСТОЧНИК ЭНЕРГИИ, ПРИЕМЛЕМЫЙ ДЛЯ МАССОВОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЖИТЕЛЯМИ И ОРГАНИЗАЦИЯМИ ГОРОДА БАРНАУЛА
Тихонов Е. В. – студент, Меняев К. В. – доцент, Паутова Е. Е. – ассистент 63
20. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОРОДРЕВЕСНЫХ ОТХОДОВ В ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛАХ
Устинов В. А. – студент, Бородин Р. Г. – студент, Супрун Н. Ю. – студент, Меняев К. В. – доцент, Паутова Е. Е. – ассистент 65
21. ПУТИ МИНИМИЗАЦИИ ПОТЕРЬ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ, ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОСНАБЖАЮЩИХ ОРГАНИЗАЦИЙ
Часовских А. А. – студент, Меняев К. В. – доцент, Паутова Е. Е. – ассистент 68
22. ПРОБЛЕМЫ ПРИМЕНЕНИЯ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ В АЛТАЙСКОМ КРАЕ
Шевцов А. П. – студент, Меняев К. В. – доцент, Паутова Е. Е. – ассистент 70
23. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ОТХОДОВ В ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛАХ
Шпехт А. В. – студент, Тиханов М. В. – студент, Меняев К. В. – доцент, Паутова Е. Е. – ассистент 72

Подсекция НАЗЕМНЫЕ ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗАДЕРЖКИ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЕ

Горбанев С. В. – аспирант, Сеначин П. К. – д.т.н., профессор
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Введение

Задержка воспламенения топлива – важная характеристика рабочего процесса, необходимая еще на стадии проектирования дизеля. Задержку воспламенения топлива обычно определяют экспериментально или рассчитывают по эмпирическим формулам [1-8]. Большинство из этих эмпирических зависимостей имеют вид формулы О.М. Годеса [9, 10]

$$\tau_i = Ap^{-B} \exp\left(-\frac{E}{RT}\right),$$

теоретически полученной для периода индукции адиабатического теплового взрыва. Здесь A, B – эмпирические коэффициенты; p – давление; E – эффективная энергия активации процесса самовоспламенения. Поэтому эти формулы имеют недостаточную точность, поскольку основаны на экспериментах, выполненных в условиях, обычно отличающихся от условий реального процесса.

Экспериментальные исследования для определения эмпирических констант формулы О.М. Годеса обычно проводят на натурной установке (одноцилиндровый дизель) или в бомбе постоянного объема (БПО). *Первый метод* связан с необходимостью создания экспериментального образца или однокамерной модели дизеля, а *второй метод* принципиально ошибочен. Действительно, в бомбе процесс определяется отношением характерных времен объемной химической реакции и теплоотдачи, тогда как в дизеле время теплоотдачи является дополнительным фактором, поскольку воспламенение происходит от сжатия поршнем. В этом смысле, исследования, выполненные на двигателе (пусть даже модельном), являются более предпочтительными по сравнению с БПО.

Среди работ, посвященных методам расчета воспламенения топлива в дизеле, следует отметить работы А.Н. Воинова с сотрудниками, Г.М. Камфера с сотрудниками, В.И. Одинцова и других [8, 11-13]. Однако все известные нам теоретические методы расчета задержки воспламенения топлива в дизеле основаны на эмпирических формулах и только в работе Г.М. Камфера рассматривается теоретическая модель процесса воспламенения распыленного топлива в условиях камеры $V = \text{const}$ и дается приближенное аналитическое решение дифференциального уравнения воспламенения при сопоставлении с численным решением, но не с экспериментом.

Известные попытки разработки теоретических методов расчета задержки воспламенения в дизеле либо не учитывают важнейшие физико-химические особенности процесса (например, изменение объема), либо в результате анализа не приводят к теоретическим формулам, готовым к практическому применению [11-14].

Реальный процесс воспламенения в дизеле осложнен тем, что топливо подается в камеру сгорания в жидкой фазе и перевод в газообразное состояние осуществляется за счет нагрева от сжимаемого воздуха при наличии внутреннего и внешнего теплообмена, то есть включает в себя как физическую, так и химическую составляющие задержки воспламенения (при доминирующем значении последней). Существующие в настоящее время математические модели и теоретические методы определения задержки воспламенения топлива не описывают процесс воспламенения в дизеле как процесс воспламенения от сжатия, хотя современное состояние теории динамического теплового взрыва позволяет рассмотреть такую задачу. Ниже делается попытка в рамках максимально упрощенной теоретической модели найти аналитическое решение задачи о периоде индукции теплового взрыва в дизеле при воспламенении от сжатия. В отличие от классических теорий теплового взрыва Н.Н.

Семенова (нестационарной) и Д.А. Франк-Каменецкого (стационарной) в данной задаче динамического теплового взрыва должен фигурировать параметр типа критерия Дамкёлера, равный отношению характерных времен сжатия поршнем t_m и объемной химической реакции t_v , то есть $Da = t_m/t_v = \text{const}$.

Математическая модель

Полагаем, что факел поджигается от некоторого самовоспламенившегося локального объема (ЛО), образованного из испарившихся мельчайших капель практически в момент начала впрыска топлива. Причем этот ЛО, со стехиометрической концентрацией топлива в воздухе, имеющий температуру, близкую к термодинамической температуре всей смеси, адиабатически сжимается движущимся поршнем вместе со всем газом, находящемся в рабочем объеме двигателя (то есть, в задаче ЛО и весь остальной газ в системе тождественны).

Горючую смесь, то есть рассматриваемый ЛО, считаем идеальным газом, теплообменом и выгоранием смеси за период индукции пренебрегаем. Анализируем случай самовоспламенения смеси до момента прохождения верхней мертвой точки. В качестве независимой переменной, аналогичной времени t , примем угол поворота коленчатого вала $\varphi = 2\pi n t$. За начальные параметры примем параметры системы в момент впрыска топлива, т.е. $\varphi = \varphi_0$, $V = V_0$, $p = p_0$, $T = T_0$. Система уравнений процесса самовоспламенения, представленная в безразмерном виде, включает уравнения:

- энергии и состояния смеси

$$\frac{d\theta}{d\varphi} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \omega \cdot \frac{d\pi}{d\varphi} + \frac{J_e}{\gamma} \cdot \frac{d\eta}{d\varphi}, \quad (1)$$

$$\pi\omega = \theta, \quad (2)$$

- объема системы и ее динамики (для синусного механизма)

$$\omega = \frac{1}{\varepsilon_0} \left[1 + \frac{\varepsilon-1}{2} (1 - \cos \varphi) \right],$$

$$\frac{d\omega}{d\varphi} = - \sqrt{\left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} - \omega \right) \left(\omega - \frac{1}{\varepsilon_0} \right)}, \quad (3)$$

- глобальной кинетики химической реакции (макрокинетики)

$$\frac{d\eta}{d\varphi} = D_v \omega^{1-s} \exp\left(\frac{\theta-1}{\beta_0\theta} \right) \quad (4)$$

с начальными условиями:

$$\varphi = \varphi_0, \quad \theta = 1, \quad \pi = 1, \quad \omega = 1, \quad \eta = 0.$$

В систему (1)-(4) входят -

безразмерные переменные: $\theta = T/T_0$ - температура, $\pi = p/p_0$ - давление, $\omega = V/V_0$ - объём, η - степень превращения;

параметры процесса и вспомогательные соотношения:

$$\gamma = C_p/C_v, \quad \beta_0 = RT_0/E, \quad \varepsilon = 1 + V_h/V_c, \quad \varepsilon_0 = V_0/V_c = 1 + (1 - \cos \varphi_0)(\varepsilon - 1)/2,$$

$$J_e = \pi_e - 1 = (\gamma - 1) - m_f H_f / p_0 V_0 = (Q/C_v T_0) / [1 + \alpha (1/a_f^\circ - 1)],$$

$$D_v = (k/2\pi n) [p_0 a_f^\circ / RT_0]^{s-1} \exp(-1/\beta_0),$$

$$p_0 = p_a (\varepsilon_a / \varepsilon_0)^\gamma, \quad T_0 = T_a (\varepsilon_a / \varepsilon_0)^{\gamma-1},$$

$$\varepsilon_a = V_a/V_c = 1 + (1 - \cos \varphi_a)(\varepsilon - 1)/2,$$

а также постоянные: $\pi_e = p_e/p_0$ - максимальное давление взрыва в закрытом сосуде; Q, H_f

- мольный тепловой эффект химической реакции (по топливу) и удельная теплота сгорания топлива; m_f, a_f° - масса топлива, поступающего в камеру сгорания за один цикл, и его

мольная стехиометрическая доля; α - коэффициент избытка воздуха; k, s, E - предэкспонент константы скорости (приведенный к топливному компоненту), суммарный порядок химической реакции и энергия активации соответственно; $n, \varphi, \varphi_a, \varphi_0$ - частота вращения, угол поворота коленчатого вала и его значения в момент закрытия впускного клапана и начала впрыска топлива соответственно; R, C_p, C_v - газовая постоянная и мольные теплоемкости газовой смеси; p_a, T_a, V_a - давление, температура и объем газа в момент закрытия впускного клапана; p_0, T_0, V_0 - начальные давление, температура и объем системы; $\varepsilon, \varepsilon_a, \varepsilon_0$ - степени сжатия (геометрическая, действительная и после начала впрыска топлива); V_h, V_c - объемы цилиндра и камеры сгорания.

Аналитическое решение

Из (1)-(3) получим уравнение динамики давления в дизеле (без учета влияния химической реакции в течение периода индукции)

$$d\pi/d\varphi = \gamma \left(\pi^2 / \theta \right) \sqrt{(\varepsilon/\varepsilon_0 - \theta/\pi)(\theta/\pi - 1/\varepsilon_0)},$$

откуда, полагая $d\pi/d\varphi = 0$ и $\theta = \pi^{1-1/\gamma}$, получим выражение для максимального давления в инертной смеси в момент прохождения ВМТ

$$\pi_{\max} = \varepsilon_0^\gamma. \quad (5)$$

Искомое критическое давление $\pi^* \leq \pi_{\max}$, иначе самовоспламенение не произойдет.

Система (1)-(4), может быть сведена к одному уравнению процесса в плоскости давление-температура

$$\frac{d\theta}{d\pi} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot \frac{\theta}{\pi} + \frac{J_e D_v \pi^{s-3} \theta^{2-s} \exp[(1-1/\theta)/\beta_0]}{\gamma^2 \sqrt{(\varepsilon/\varepsilon_0 - \theta/\pi)(\theta/\pi - 1/\varepsilon_0)}}, \quad (6)$$

в котором первый член в правой части обусловлен адиабатическим сжатием газа, а второй - химической реакцией. Вклад второго слагаемого (в суммарном разогреве смеси) становится заметным только в конце периода индукции.

Используя критерий самовоспламенения [15]

$$d \ln \theta / d\varphi = d \ln \pi / d\varphi \quad (7)$$

(воспламенение происходит в момент равенства логарифмических производных температуры и давления), из (6) получим функцию самовоспламенения смеси

$$(J_e D_v / \gamma) \theta^{1-s} \exp[(1-1/\theta)/\beta_0] = \pi^{2-s} \sqrt{(\varepsilon/\varepsilon_0 - \theta/\pi)(\theta/\pi - 1/\varepsilon_0)}, \quad (8)$$

пересечение которой с решением уравнения (6) или, приближенно, с зависимостью

$$\theta = \pi^{1-1/\gamma} (1 + \beta_0 \pi^{1-1/\gamma}), \quad (9)$$

(которая, согласно классической теории теплового взрыва и численным расчетам, учитывает, что температура рассматриваемого объема газа в этот момент превышает адиабатическую на величину порядка одного характеристического интервала), определит критические параметры (π^*, θ^*) самовоспламенения смеси в дизеле.

Из (8) и (9) получим критическое условие самовоспламенения в дизеле

$$\frac{J_e D_v (\pi^*)^{(s-1)/\gamma-1} \exp\left[\left(1 - (\pi^*)^{1/\gamma-1}\right)/\beta_0\right]}{\gamma \sqrt{\left(\varepsilon/\varepsilon_0 - (\pi^*)^{-1/\gamma}\right)\left((\pi^*)^{-1/\gamma} - 1/\varepsilon_0\right)}} = \frac{1}{e}, \quad (10)$$

определяющее искомое безразмерное критическое давление $\pi^* = p^*/p_0$.

Поскольку объем и давление в дизеле от момента начала впрыска топлива до момента воспламенения связаны адиабатическим соотношением $\omega = \pi^{-1/\gamma}$, то из (2) и (5) получим формулы для расчета критического угла φ^* , задержки Ψ_i и периода индукции τ_i воспламенения в дизеле

$$\varphi^* = \arccos \left[\left(\varepsilon - 2\varepsilon_0 (\pi^*)^{-1/\gamma} + 1 \right) / (\varepsilon - 1) \right], \quad (11)$$

$$\Psi_i = \varphi^* - \varphi_0, \quad \tau_i = \Psi_i / (2\pi n). \quad (12)$$

На рисунке 1 приведены зависимости задержки воспламенения топлива Ψ_i (выраженной углом ПКВ) от частоты вращения вала двигателя n при вариации коэффициента избытка воздуха α и степени сжатия ε для разных углов опережения впрыска топлива φ_0 , которые качественно согласуются с известными экспериментальными данными разных авторов.

Расчеты по (10)-(12) проведены для случая воспламенения стехиометрической метано-воздушной смеси по макрокинетическому уравнению

$$-d[CH_4]/dt = k[CH_4]^s \exp(-E/RT)$$

при значениях параметров: $k = 2,86 \cdot 10^{12}$ моль^{-0,5} м^{1,5} с⁻¹; $s = 1,5$; $E = 196,8$ кДж/моль; $\gamma = 1,39$; $\varphi_a = -130$ Град ПКВ; $p_a = 101325$ Па; $T_a = 323$ К.

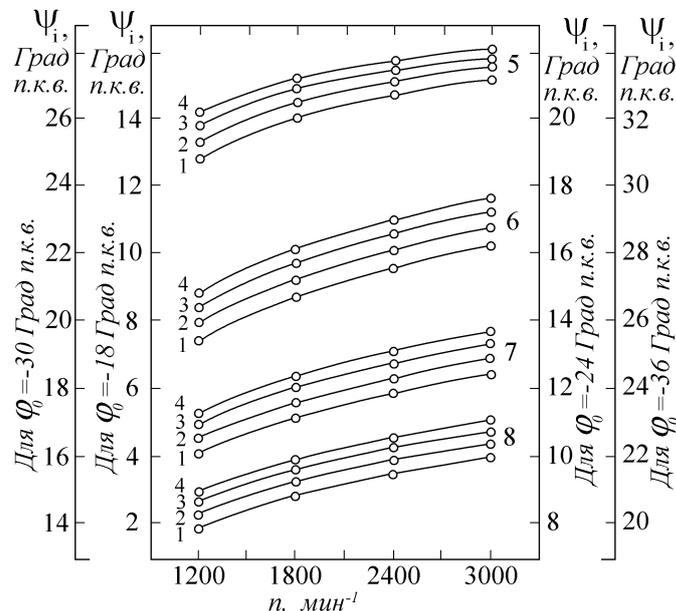


Рисунок 1 – Зависимости задержки воспламенения топлива в дизеле Ψ_i от частоты вращения n при коэффициенте избытка воздуха α : 1,25(1); 1,5(2); 1,75(3); 2,0(4); степени сжатия ε : 15(5); 18(6); 21(7); 24(8) для углов опережения впрыска топлива φ_0 :

-18, -24, -30, -36 (Град ПКВ)

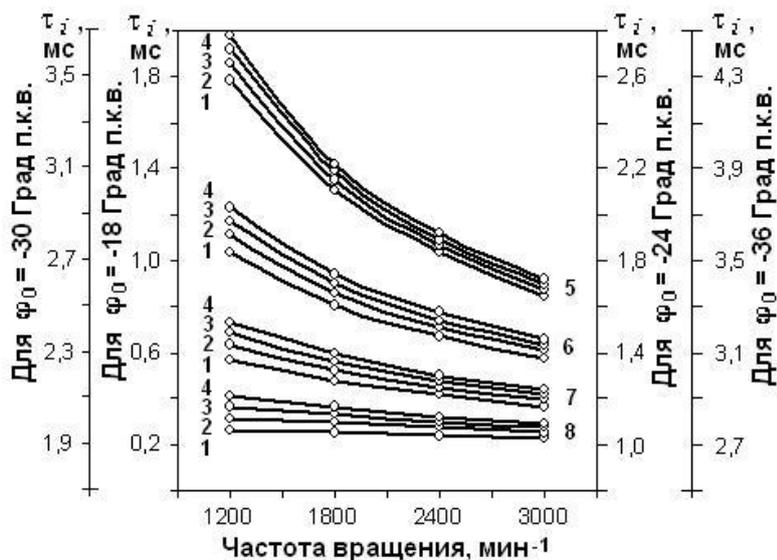


Рисунок 2 –Зависимости задержки воспламенения топлива в дизеле τ_i от частоты вращения n при различных коэффициентах избытка воздуха α и степени сжатия ϵ для разных углов опережения впрыска топлива φ_0 (обозначения приведены на рисунке 6.2.1)

Относительно рисунка 1 следует отметить, что полученные расчетом (по нелинейным уравнениям) зависимости задержек воспламенения топлива от частоты вращения вала двигателя для разных углов опережения впрыска топлива, но одинаковых наборах коэффициентов избытка воздуха и степеней сжатия, накладываются друг на друга при соответствующем сдвиге их по оси ординат на величину, равную изменению угла опережения впрыска топлива в вариантах расчета (отражено на рисунке 1). Далее, если на рисунке отобразить периоды индукции воспламенения (в реальном масштабе времени), то соответствующие зависимости от частоты вращения будут падающими, что согласуется с известными представлениями о динамике рабочего процесса дизелей.

Действительно, на рисунке 2 показаны результаты подобного пересчета задержки воспламенения в дизеле (где по оси ординат отображены периоды индукции воспламенения τ_i в миллисекундах), из которых видно, что скоростная характеристика задержки воспламенения топлива действительно является падающей. Этот факт лишний раз подтверждает адекватность приведённой выше математической модели воспламенения в дизеле (несмотря на её предельную простоту).

Заключение

Еще раз отметим, что в рассмотренной задаче воспламенение топлива происходит исключительно от сжатия (динамического фактора процесса), поэтому критические значения давления и температуры смеси, при которых происходит самовоспламенение, сами являются функциями динамики процесса (в отличие от классической теории теплового взрыва). Теплообмен в процессе является дополнительным фактором.

Получение аналитической критериальной формулы вида (10) для расчета задержки воспламенения топлива в дизеле является исключительным случаем теоретического решения задачи динамического теплового взрыва применительно к ДВС, что обусловлено предельным упрощением задачи. Формула (10) хороша как раз тем, что не требует интегрирования системы уравнений процесса самовоспламенения топлива. Кроме того, она показывает основные тенденции относительно задержки воспламенения при изменении различных параметров процесса, то есть качественное влияние этих параметров на период индукции воспламенения.

Математическая модель (1)-(4), на основе которой получено критическое условие

самовоспламенения (10), не учитывает того, что рассматриваемый объем смеси (локальный объем - ЛО) может иметь начальные условия, значительно отличающиеся от действительных условий в двигателе, поскольку он отождествляется со всем остальным объемом. Это является серьезным недостатком математической модели.

Другим, менее существенным, недостатком аналитической формулы вида (10) является используемый приближенный закон сжатия смеси (синусный механизм взамен реального аксиального КШМ).

Более существенным недостатком формулы (10) является *отсутствие в литературе надежных данных о константах макрокинетики дизельных топлив* различных модификаций, удовлетворительно описывающих кинетику самовоспламенения (при температурах смеси 800-1200 К). Поэтому необходимо предварительное определение констант макрокинетики для дизельного топлива.

Список литературы

1. Кумагаи С. Горение / Пер. с япон. М.: Химия, 1980. 256 с.
2. Лернер М.О. Химические регуляторы горения моторных топлив. М.: Химия, 1979. 224 с.
3. Вибе И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания: Конспект лекций. Челябинск: Изд-во Челябин. политех. ин-та, 1974. 252 с.
4. Толстов А.И. К теории рабочего процесса быстроходного дизеля с воспламенением от сжатия // Двигатели с воспламенением от сжатия. Тр. ЦНИДИ-ВНИТОЭ, 1951. Вып. 18. С. 56-98.
5. Лаханин В.В. Моделирование процессов в судовых поршневых двигателях и машинах / В.В. Лаханин, О.Н. Лебедев, В.С.Семенов и др. Л.: Судостроение, 1967. 271 с.
6. Семенов В.И. Исследование периода задержки воспламенения быстроходного многотопливного дизеля с камерой в поршне // Изв. вузов. Машиностроение. 1970. № 1. С. 81-85.
7. Ховах М.С. Некоторые результаты экспериментального исследования процесса воспламенения топлив различного состава / М.С. Ховах и др. // Двигатели внутреннего сгорания. Тр. МАДИ, 1974. Вып. 92. С. 15-22.
8. Одинцов В.И. Метод расчета продолжительности задержки воспламенения топлива с учетом влияния конструктивных факторов // Двигателестроение. 1990. № 3. С. 17-18.
9. Тодес О.М. Адиабатический тепловой взрыв // ЖФХ, 1933. Т. 4, вып. 1. С. 71-75.
10. Фролов Ю.Ф. Теория горения и взрыва / Под ред. Ю.Ф. Фролова. М.: Наука, 1981. С. 195-202.
11. Воинов А.Н., Четти В. Джанардан. Анализ воспламенения в дизеле с учетом влияния химико-кинетических и физических факторов // Изв. вузов. Машиностроение. 1970. № 4. С. 77-81.
12. Камфер Г.М. Расчет процесса воспламенения распыленного топлива // Изв. вузов. Машиностроение. 1976. № 3. С. 98-102.
13. Камфер Г.М., Назаров В.П., Аднан И.Ш. Расчет периода задержки воспламенения в дизелях с объемно-пристеночным смесеобразованием // Рабочие процессы автотракторных двигателей и их агрегатов. Тр. МАДИ, 1983. С. 20-28.
14. Басевич А.Я., Веденеев В.И., Арутюнов В.С. Моделирование самовоспламенения метановоздушных смесей в двигателе внутреннего сгорания // Физика горения и взрыва. 1994. Т. 30, № 2. С. 7-14.
15. Сеначин П.К., Бабкин В.С. Самовоспламенение смеси перед фронтом пламени в закрытом сосуде // Физика горения и взрыва. – 1982. – Т. 18, № 1. – С. 3-8.

К ВОПРОСУ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ
КОМБИКОРМОВОГО ЦЕХА

Федоренко И.Я. - д.т.н., профессор, Садов В.В. - к.т.н., доцент
Алтайский государственный аграрный университет (г. Барнаул)

Эффективность является одной из функциональных характеристик сложных технических систем. Впервые, подробное описание этой характеристики дано в фундаментальной книге [1]. Развивая эти положения, В.А. Панфилов дает следующее определение эффективности для технологического потока перерабатывающих производств. «Эффективность технологического потока определяется наиболее качественным, интенсивным и экономичным превращением сырья в готовую продукцию».

Количественную меру, характеризующую степень соответствия результатов функционирования системы целям, стоящим перед ней называют показателем эффективности функционирования системы. При определении этого показателя обычно исходят из того, что он должен:

- объективно характеризовать систему;
- иметь прямую связь с целевым назначением системы;
- быть чувствительным к изменению основных параметров системы;
- быть достаточно простым, чтобы был понятен его физический смысл и было удобно его вычислять и анализировать;
- достаточно полно характеризовать качество работы системы;
- отражать все основные особенности и свойства системы, условия ее функционирования и взаимодействия с внешней средой.

Обобщенный показатель эффективности должен учитывать объем производства, качество продукции (поскольку с ними связаны цены), эксплуатационные и капитальные затраты. Однако такой обобщенный показатель наиболее приемлем при оптимизации функционирующих предприятий в целом или отдельного цеха.

В случае исследования и проектирования технологической системы комбикормового цеха задачу можно упростить и свести ее к достижению экстремума такого технологического показателя эффективности, как качество процесса (при соответствующих ограничениях на минимальную производительность), поскольку в структуре себестоимости кормовой продукции основную часть (свыше 90%) составляет стоимость сырья и основной экономический эффект получается вследствие увеличения выхода готовой продукции [4]. Это необходимо еще и потому, что зависимости, связывающие этот технологический показатель эффективности с оптимизирующими воздействиями, как правило, проще, чем соответствующие зависимости для обобщенного показателя эффективности.

С учетом этих методологических положений и работ В.А. Стремнина [2] будем подразумевать под показателем эффективности степень приближения системы (подсистемы, элемента) к выполнению поставленной задачи, т.е.

$$W = \mathcal{E}_f / \mathcal{E}_m, \quad (1)$$

где \mathcal{E}_f , \mathcal{E}_m – фактическое и теоретическое возможное выполнение задачи по качеству операции, процесса и т.д.

Каждая машина, линия или технологическая система в целом характеризуется своими критериями качества. Задача как раз состоит в том, чтобы через критерии качества функционирования элементов и подсистем оценить качество функционирования всей технологической системы.

Рассмотрим основные подходы для решения этой задачи, исходя из специфики комбикормового производства.

Приступая к решению этих вопросов нелишне напомнить известное выражение Е.С. Венцеля по поводу оптимальных решений в сложных системах: «Нечего надеяться

полностью избавиться от субъективности в задачах, связанных с выбором решений. Даже в простейших, однокритериальных задачах она неизбежно присутствует, проявляясь хотя бы в выборе показателя эффективности и математической модели явления» [3].

Широко распространенным способом получения информации является экспертиза. Результаты последних исследований позволяют сделать вывод о том, что в настоящее время экспертные оценки являются сформировавшимся научным методом анализа сложных, неформализуемых проблем.

Сущность метода экспертных оценок заключается в рациональной организации проведения экспертами анализа проблемы с количественной оценкой суждений и обработкой их результатов [4].

Экспертному оцениванию должна быть представлена технологическая схема конкретного цеха. Оценивая каждую технологическую линию в целом, эксперт пользуется выражением (1).

Отобразим технологическую систему комбикормового цеха, используя уровни 1 и 2 (рис. 1), т.е. выделяя технологические линии, в том числе ведущую линию, связанную с завершающими стадиями приготовления комбикормовой смеси.

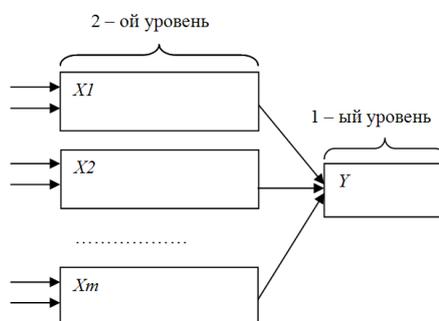


Рис. 1 – Структурная схема движения потоков в комбикормовом цехе

Для упрощения примем обозначения:

X_1, X_2, \dots, X_m – подсистемы 2-го уровня (технологические линии);

Y – подсистема 1-го уровня (технологическая система смешивания и выдачи готовой продукции).

Эффективность этих подсистем, поскольку они не взаимодействуют друг с другом, будет отражаться простой суммой показателей отдельных линий

$$W(X) = W(X_1) + W(X_2) + \dots + W(X_m) = \sum_{i=1}^m W(X_i), \quad (2)$$

где m – число подсистем (технологических линий).

Если бы системы X_i и Y не взаимодействовали, то их общая эффективность также была бы простой суммой

$$W(X, Y) = W(X) + W(Y). \quad (3)$$

Однако взаимодействие подсистем разного уровня должно приводить к повышению эффективности целого, а следовательно к нелинейной зависимости.

С учетом двухуровневой системы модель, представленную в [5] преобразуем следующим образом

$$W(\hat{X}, Y) = [W(X) + \epsilon][W(Y) + \epsilon] - \epsilon^2, \quad (4)$$

где запись \hat{X}, Y указывает на связанность систем.

Как видим, в формуле оставлен один коэффициент ϵ , причем в качестве гипотезы его

значение принимается таким:

$$\varepsilon = W(X_1) \cdot W(X_2) \cdot \dots \cdot W(X_m) = \prod_{i=1}^m W(X_i) . \quad (5)$$

Соотношение (5) постулирует, что чем больше эффективность систем нижнего уровня, тем больше синергетический эффект целого, т.е. технологической системы цеха.

Проведем контроль предложенной формулы для особых случаев:

1) если $W(X)=W(Y)=0$ (нет систем), то $W(\hat{X}, Y) = 0$;

2) если $W(X)=0, W(Y) \neq 0$, то $W(\hat{X}, Y) = W(Y)$;

3) если $W(Y)=0, W(X) \neq 0$, то $W(\hat{X}, Y) = \varepsilon W(X)$, т.е. какая – то часть ценности линий $X_1, X_2 \dots X_m$, осталась.

Таким образом, первые прикидки показывают, что в крайних (экстремальных) случаях формула дает достаточно правдоподобные результаты.

Эффективность связанных и не связанных линий зависит от их числа m . Это создает неудобства при сравнении технологических систем цехов, имеющих разное количество линий. Поэтому можно ввести относительный показатель

$$E = \frac{W(\hat{X}, Y)}{W(X, Y)} , \quad (6)$$

который свободен от этого недостатка.

Подставляя в выражение (6) значения $W(\hat{X}, Y)$ и $W(X, Y)$ из выражений (4) и (5) будем иметь расчетную формулу

$$E(\hat{X}, Y) = \frac{[W(X) + \varepsilon][W(Y) + \varepsilon] - \varepsilon^2}{W(X) + W(Y)} . \quad (7)$$

Сюда нужно присоединить ограничения (2) и (5).

Упрощая выражение (7) и замечая, что величины $W(X)$ и ε суть функции переменных $X_1, X_2 \dots X_m$, математическую модель эффективности можно записать в таком виде:

$$E[W(X_1), W(X_2), \dots, W(X_i)] = \frac{\sum_{i=1}^m W(X_i) \cdot W(Y)}{\sum_{i=1}^m W(X_i) + W(Y)} + \prod_{i=1}^m W(X_i) \rightarrow \max , \quad (8)$$

при ограничениях

$$0 \leq W(X_1) \leq 1; 0 \leq W(X_2) \leq 1; \dots, 0 \leq W(Y) \leq 1.$$

Таким образом, способ экспертной оценки технологических схем комбикормовых цехов позволяет сравнить разные технологические системы по показателям их относительной эффективности. Этот показатель можно определить, используя математическую модель эффективности. Относительный показатель эффективности E неуклонно повышается с ростом $W(Y)$ и $W(X_i)$, достигая максимум при $W(Y) = W(X_i) = 1$.

Список литературы

1. Панфилов В.А. Теория технологического потока. 2-е изд. М.: КолосС, 2007. 319 с.
2. Стремнин В.А. Научно – методические принципы обоснования системы машин в животноводстве. – Новосибирск, 1993. – 84 с.
3. Вентцель Е.С. Исследование операций: задачи, принципы, методология. М.: Наука, 1988. – 208 с.

4. Семенов С.С. Оценка качества и технического уровня сложных систем: Практика применения метода экспертных оценок. М.: Ленанд, 2015. 52 с.

5. Капица С.П. Синергетика и прогнозы будущего / С.П. Капица, Г.Г. Малинецкий. М.: Эдиториал УРСС, 2011. 288 с.

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ КОМБИКОРМОВОГО ЦЕХА

Федоренко И.Я. - д.т.н., профессор, Садов В.В. - к.т.н., доцент
Алтайский государственный аграрный университет (г. Барнаул)

Оценку технологических систем комбикормовых цехов невозможно свести к одному какому-то критерию (целевой функции, показателю эффективности, критерию оптимальности). Введем три критерия, отражающие эффективность E , надежность K_L , и сложность S технологической системы комбикормового цеха.

В совокупности они и учитывают разнородные характеристики сравниваемых вариантов, разнообразие достигаемых целей.

Многокритериальную задачу в нашем случае можно сформулировать следующим образом:

$$E(z) \rightarrow \max; K_L(z) \rightarrow \max; S(z) \rightarrow \min; g(z) \leq \epsilon_i; i = 1, \dots, l \quad (1)$$

где $z = \{z_1, z_2, \dots, z_n\}$ - набор переменных, определяющих данный показатель;
 $g(z) \leq \epsilon_i$ - некоторые ограничения в количестве l .

В дальнейшем нам потребуется, чтобы все показатели стремились к \max . Для этого знак последнего показателя нужно изменить. Это приводит к решению следующей многокритериальной задачи:

$$E(z) \rightarrow \max; K_L(z) \rightarrow \max; S(z) \rightarrow \max; g(z) \leq \epsilon_i; i = 1, \dots, l \quad (2)$$

Согласно известному принципу Эджворта – Парето всякий выбираемый вариант должен быть Парето – оптимальным [1,2].

В основу этого метода положены две знаменитые аксиомы, предполагающие бинарное сравнение альтернативных вариантов. Эти аксиомы излагаются ниже применительно к задаче максимизации по всем критериям (поэтому мы заблаговременно перешли к формулировке (2)).

Аксиома Парето гласит: если оценка одного из двух вариантов не хуже оценки второго варианта (т.е. \geq) по всем компонентам, причем по крайней мере по одной из них – строго лучше (т.е. $>$), то первый вариант предпочтительнее второго.

Аксиома исключения утверждает, что вариант, не выбираемый в какой – либо паре, не должен оказаться среди выбранных из всего исходного множества возможных вариантов.

При выполнении аксиомы Парето и аксиомы исключения формируется Парето – оптимальное множество вариантов. К сожалению, оно часто бывает большим и не дает возможности выбрать единственный вариант.

В подтверждение этого рассмотрим модельный пример применительно к технологической системе комбикормового цеха.

Имеем 5 вариантов структуры технологической системы, характеризующихся конкретными значениями E , K_L , S (табл. 1). Следует отыскать Парето – оптимальное множество вариантов.

Таблица 1 – Таблица исходных вариантов

XIV Всероссийская научно-техническая конференция
студентов, аспирантов и молодых учёных «Наука и молодежь»,
посвященная 75-летию АлтГТУ

Критерий № варианта	E	K_G	S
Вариант 1	1,43	0,65	-18,5
Вариант 2	1,61	0,79	-15,2
Вариант 3	1,40	0,82	-24,5
Вариант 4	1,25	0,51	-21,4
Вариант 5	1,38	0,78	-27,3

Проведем бинарное (попарное) сравнение 1-го варианта со всеми другими вариантами. Для этого характеристики 1-го варианта сравниваем с соответствующими характеристиками всех других вариантов. Обнаруживаем, что вариант 1 по всем показателям превосходит вариант 4. Поэтому вариант 4 не является Парето - оптимальным и должен быть удален из таблицы.

Далее сравниваем вариант 2 с вариантом 1, 3 и 5. Обнаруживаем, что вариант 2 лучше вариантов 1 и 5 по всем показателям. Поэтому варианты 1 и 5 также удаляем.

Варианты 2 и 3 не обнаруживают такого превосходства друг над другом, поэтому они составляют множество Парето.

В данном случае осталось всего два варианта, которые можно оставить для дальнейшего анализа в виде параметрической оптимизации. Однако так бывает далеко не всегда, а иногда с помощью принципа Эджворта – Парето вообще не удаётся отсеять ни одного варианта. Тогда приходится привлекать различные дополнительные условия для сужения множества Парето.

В данном случае таким дополнительным условием может быть условие сравнительной (относительной) важности критериев [1,2].

В нашем случае эксперты указывают, что критерий E важнее критерия K_G , а критерий K_G важнее критерия S , следовательно критерий E важнее также критерия S .

Эта дополнительная информация об относительной важности критериев может быть использована для того, чтобы «забраковать» некоторые Парето – оптимальные решения и, тем самым, сузить множество Парето и упростить последующий выбор.

Конкретные подходы для подобных ситуаций развиты Подиновским В.В. и Ногиним В.Д.

В нашем случае решение лежит на поверхности. Поскольку критерий E важнее критерия K_G и S , то мы вправе попробовать придать E наибольшее значение (вариант 2) и посмотреть, что будет с остальными критериями. Отдавая предпочтение 1-ому варианту, мы повышаем значение E на $\{(1,61-1,40)/1,40\}100=15\%$. В то же время второй критерий K_G ухудшился всего на $\{(0,82-0,79)/0,82\}100=3,66\%$. Третий критерий улучшился на $\{(24,5-15,2)/24,5\}100=37,96\%$.

Эти расчеты убеждают, что мы должны отдать предпочтение варианту 2.

В том случае, если применение указанных выше методов не сокращает число вариантов, можно применить еще один метод, называемый «методом идеальной точки в пространстве критериев». Для его применения пронормируем данные таблицы 2.5 по критериям E и S ; для чего используем полученные ранее значения $E_{\max}=1,8$ и $S_{кр} = \mu_{кр}N = 3,485N$. При числе технологических машин $N=10$ (возможно и другое значение N), $S_{кр}=34,85$.

Нормирование ведем по формулам:

$$\bar{E} = \frac{E}{E_{\max}} = \frac{E}{1,8}; \quad \bar{S} = \frac{S}{S_{кр}} = \frac{S}{34,85}.$$

Полученные данные сведем в таблицу 2 (знаки минус опущены).

Таблица 2 – Критериальная таблица с нормированными значениями критериев

XIV Всероссийская научно-техническая конференция
студентов, аспирантов и молодых учёных «Наука и молодежь»,
посвященная 75-летию АлтГТУ

Критерий № варианта	\bar{E}	K_r	\bar{S}	p
Вариант 1	0,794	0,65	0,531	0,474
Вариант 2	0,894	0,79	0,436	0,278
Вариант 3	0,778	0,82	0,703	0,505
Вариант 4	0,694	0,51	0,614	0,64
Вариант 5	0,767	0,78	0,783	0,59

Идеальной точкой, чаще всего недостижимой, является точка в пространстве с координатами тех значений критериев, к которым должны устремляться реальные показатели. Такими значениями у нас являются $E_{\max}=1,8$ т.е.; $\bar{E}_{\max} = 1,0$; $K_{r \max}=1$, т.е. $\bar{K} = 1$.

Для показателя сложности, наоборот, нужно достигать минимальных значений:

$$S_{\min} = N; \quad \bar{S}_{\min} = \frac{S_{\min}}{S_{кр}} = \frac{N}{\mu_{кр} N} = \frac{1}{\mu_{кр}} = \frac{1}{3,485} = 0,287.$$

Итак, в нашем случае идеальной точкой в 3-х мерном пространстве будет точка M^* с координатами: $\bar{S}_{\max} = 1,0$; $\bar{K}_{\max} = 1,0$; $\bar{S}_{\min} = 0,287$.

Вариант 1 технологической схемы характеризуется точкой M_1 (0,794; 0,65; 0,531), вариант 2 - точкой M_2 (0,894; 0,79; 0,436) и т.д.

Очевидно, что тот вариант лучше, который ближе к идеальной точке. Это расстояние в трехмерном пространстве легко определить, опираясь на положения аналитической геометрии

$$p_i(M^*, M_i) = \sqrt{(1 - \bar{E}_i)^2 + (1 - K_r)^2 + (\bar{S} - 0,287)^2} \rightarrow \min, \quad (3)$$

где p_i - расстояние для i -го варианта.

Например, два варианта 1 имеем

$$p_i(M^*, M_i) = \sqrt{(1 - 0,794)^2 + (1 - 0,65)^2 + (0,531 - 0,287)^2} = 0,747.$$

Аналогично просчитываются другие варианты. Результат представлен в таблице 3.

Как видно, лучшим является вариант 2 ($p_2 = 0,278$), что согласуется с ранее полученным результатом.

Таким образом, метод идеальной точки в пространстве критериев свел нашу многокритериальную задачу к однокритериальной [3]. Это существенно упростило отыскание наилучшего варианта.

Метод идеальной точки применяют редко в связи с тем, что координаты этой точки часто неизвестны, а также в связи с нарушением аксиомы независимости [4]. Аксиома независимости требует, чтобы результат сравнения двух альтернатив был независим от наличия или отсутствия третьей альтернативы. Обычно добавление к списку альтернатив еще одной альтернативы смещает идеальную точку в пространстве критериев.

В нашем случае аксиома независимости не нарушается, поэтому применение метода идеальной точки в пространстве критериев является в данном случае правомерным.

Список литературы

1. Подиновский В.В. Введение в теорию важности критериев в многокритериальных задачах принятия решений / В.В. Подиновский. – М.: Физматлит, 2007. 64 с.
2. Ногин В.Д. Принятие решений при многих критериях / В.Д. Ногин. – СПб.: ЮТАС, 2007. 104 с.

3. Семенов С.С. Методы принятия решений в задачах оценки качества и технического уровня сложных технических систем/ С.С. Семенов и [др.]. –М.: ООО «ЛЕНАНД» 2015. 520 с.

4. Дубов Ю.А. Многокритериальные модели формирования и выбора вариантов систем / Ю.А. Дубов, С.И. Травкин, В.Н. Якимец. – М.: Наука, 1986. 296с.

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ РОТОРНОГО ДВИГАТЕЛЯ АлтГТУ

Хлопцев В.В. – студент, Горяев А.В. – студент, Токарев А.Н. – к.т.н., профессор,
Дубов Е.А. – к.ф.-м.н., доцент

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

В техническом университете ведутся разработки конструкции роторного двигателя внутреннего сгорания [1,2,3,5]. Основное преимущество роторного двигателя состоит в том, что он имеет более высокий коэффициент полезного действия (КПД). Эксперты подсчитали, если увеличить КПД всех двигателей внутреннего сгорания на один процент, то мировая экономика выиграет более триллиона долларов, но чтобы повысить КПД поршневого двигателя на доли процента производителям необходимо затратить миллиарды долларов.

Разработанная в АлтГТУ конструкция роторного двигателя, в теории, позволяет повысить КПД сразу на несколько процентов, что, несомненно, может привести к получению существенного экономического эффекта. Для подтверждения этого рассмотрим и сравним кинематические схемы поршневого и роторного двигателя АлтГТУ.

Первоначально проанализируем схему поршневого двигателя. Рассмотрим только рабочий такт, так как в двигателях именно на этом такте развивается рабочее усилие. У поршневого двигателя сила, создаваемая за счет горения рабочей смеси и действующая на поршень, передается на вал двигателя малоэффективным образом. Виной тому кривошипно-шатунный механизм (КШМ), имеющий врожденные и неискоренимые пороки посредника между прямолинейным движением поршня и вращательным движением вала.

Примем за исходное - положение КШМ, когда поршень находится в верхней мертвой точке, а рабочий такт происходит на угле поворота вала двигателя от 0 до 180°. Плечо, на которое действует сила давления газов за счет КШМ, за этот период будет изменяться от нуля до максимума и вновь до нуля. При положении поршня в верхней мертвой точке кривошип и шатун выстраиваются в одну линию, и вся сила давления газов тратится на деформацию конструктивных элементов поршневой и кривошипно-шатунной группы. Таким образом, полезная работа газов расширения в этот момент полностью отсутствует (рисунок 1).

При дальнейшем вращении коленчатого вала движение кривошипа приводит к постепенному увеличению плеча, которое воспринимает крутящий момент. Следовательно, величина полезной силы расширяющихся газов возрастает. Величина нарастания значения плеча кривошипа постепенно увеличивается до значения углового расстояния в 60° от положения верхней мертвой точки. Именно в этой позиции возможно максимально эффективная работа КШМ. Но в это время из-за движения поршня вниз давление рабочих газов в камере сгорания значительно падает и, следовательно, получение максимально возможного крутящего момента уже будет упущено.

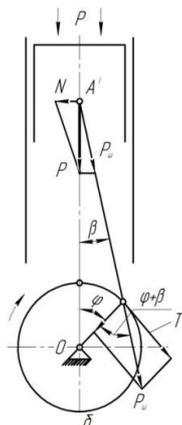


Рисунок 1 - Силы, действующие от давления газов в поршневом двигателе

P – сила давления газов на днище поршня; $P_{ш}$ – сила, направленная вдоль оси шатуна; N – боковая сила, T – касательная сила, φ – угол поворота коленчатого вала, β – угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра, R – радиус кривошипа коленчатого вала

При дальнейшем движении поршня вниз будет увеличиваться объем камеры сгорания, давление газов в ней будет падать, а, значит будет падать и сила давления газов на поршень. Следовательно, на линии расширения газов и угловом пути плеча кривошипа после достижения им положения в 60° от верхней мертвой точки, величина крутящего момента будет резко падать, так как к этому приводит сложение двух процессов - падение давления рабочих газов в надпоршневом пространстве и уменьшение плеча кривошипа.

В нижней мертвой точке продольные оси шатуна и плеча кривошипа снова выстраиваются в одну линию, и давление рабочих газов снова будет бессмысленно тратиться на деформацию деталей двигателя.

Согласно теории крутящий момент поршневого двигателя определяется по формуле [4]:

$$M_{порш} = T \cdot R,$$

где T – касательная сила, R – радиус кривошипа (рисунок 1).

В общем виде касательная сила T будет равна

$$T = P \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos\beta$$

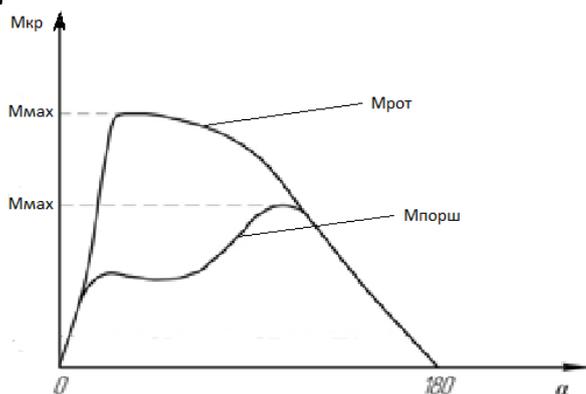


Рисунок 2 – График крутящего момента поршневого и роторного двигателей

$M_{рот}$ – роторного двигателя АлтГТУ, $M_{порш}$ – поршневого двигателя, M_{max} – максимальные значение крутящего момента

Из графика видно, что работа крутящего момента поршневого двигателя далека от возможного максимального значения. Таким образом, КШМ – неизбежный и тяжелый порок поршневых двигателей, который снижает их КПД. Следовательно, чтобы резко повысить КПД двигателя внутреннего сгорания необходимо избавиться в его конструкции от КШМ.

Разработанная в АлтГТУ конструкция роторного двигателя свободна от КШМ.

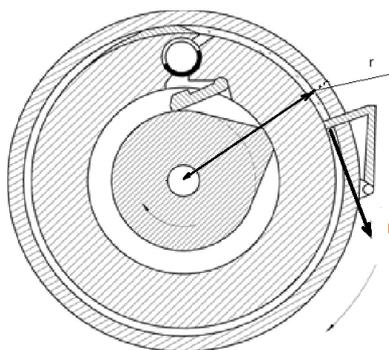


Рисунок 3 – Кинематическая схема роторного двигателя конструкции АлтГТУ

Принцип работы этого двигателя состоит в том, что, как и у газовой турбины, на валу двигателя установлены и жестко закреплены ротор компрессора и ротор турбины. Между ними в корпусе двигателя располагается камера сгорания. Внутри камеры сгорания имеется газораспределительный механизм, позволяющий в нужный момент впускать в камеру сгорания сжатую компрессором рабочую смесь и выпускать ее в момент воспламенения. Горящий газ, выходя из камеры сгорания, воздействует на лопатку ротора турбины, заставляя его вращаться. Избыточная мощность, получаемая на валу двигателя, может быть использована потребителем.

Основное преимущество схемы разработанного двигателя состоит в том, что сила, создаваемая за счет горения топливо-воздушной смеси, направлена по касательной к окружности ротора турбины (см. рис. 3). В этом случае крутящий момент роторного двигателя определяется по формуле:

$$M_{\text{рот.}} = P \cdot r,$$

где P – касательная сила, r – радиус ротора турбины.

Таким образом, крутящий момент у роторного двигателя будет значительно больше чем у поршневого при прочих равных условиях (рисунок 2).

Если абстрактно представить себе в качестве идеального двигателя электродвигатель или газовую турбины, где крутящий момент определяется произведением силы, направленной тоже по касательной на радиус силового ротора, то можно говорить о том, что разработанная в АлтГТУ конструкция роторного двигателя с точки зрения кинематической схемы близка к идеальной. Сравнивая кинематические схемы различных двигателей внутреннего сгорания можно прийти к выводу, что конструкции роторных двигателей типа разработанной в АлтГТУ имеют большую перспективу.

Что касается КПД рассмотренных двигателей, то в первом приближении можно принять что КПД «идеального двигателя» равен прямоугольной площади 1, КПД роторного двигателя – площади 2, а КПД поршневого двигателя – площади 3 (рисунок 4). Все графики построены на расчете крутящего момента только при такте «рабочий ход», при условии равенства всех прочих условий. Если принять КПД «идеального двигателя» за 100%, то КПД роторного двигателя АлтГТУ будет равно 61,8 %, а КПД поршневого – 37,4 %.

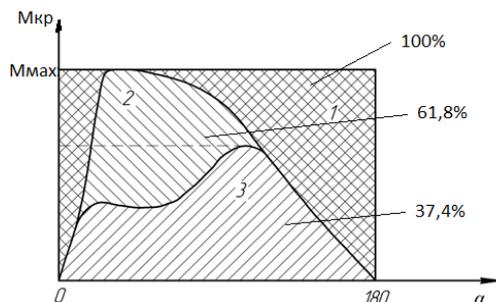


Рисунок 4 – График крутящего момента и КПД двигателей внутреннего сгорания.

Из приведенных расчетов видно, что в первом приближении КПД роторного двигателя на такте «рабочий ход» на 24% выше поршневого двигателя. Это говорит о большой перспективе роторных двигателей.

Список литературы

1. Токарев А.Н. Роторный двигатель внутреннего сгорания турбокомпрессорного типа. Издат. LAPLAMBERT Academic Publishing; ФРГ, Немецкая Национальная Библиотека, 2014 – 81 с.
2. Патент РФ № 2478803, МПК F02B 53/08. Роторно-поршневой двигатель внутреннего сгорания / Токарев А.Н., Токарев М.Ю., Нешатаев В.В., Сильченко И.А. ; опубл. 10.04.2013 г. Бюл. № 10.
3. Патент РФ № 2538990, МПК F02B 53/08. Роторно-поршневой двигатель внутреннего сгорания / Токарев А.Н., Токарев М.Ю., Байкалов М.С., Попов А.С., Сильченко И.А. ; опубл. 04.06.2013 г. Бюл. № 1.
4. Колчин А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – Москва : Высшая школа, 2002. – 496 с.
5. Двигатель конструкции Токарева А.Н.: сайт АлтГТУ – <http://www.motor-rotor.altstu.ru>, (дата обращения: 30.03.2017).

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Бедин С.С. – магистрант, Сеначин А.П – к.т.н., соискатель., Сеначин П.К. – д.т.н., профессор
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Введение

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС), в том числе транспортные, парк которых непрерывно увеличивается, являются одними из основных загрязнителей окружающей среды [1-3]. Поэтому прогнозирование выбросов токсичных веществ с отработавшими газами (ОГ) ДВС, с целью разработки конструктивных и организационно-технических мероприятий по их снижению, является одной из важнейших научно-технических проблем.

В настоящее время моделирование образования токсичных веществ в ОГ ДВС проводится на основе различных эмпирических формул, имеющих весьма ограниченное применение [4], а именно в пределах конструктивных (для двигателя) и термодинамических и стехиометрических (для рабочего тела) параметров процесса, при которых проводились эксперименты и были получены эти эмпирические формулы.

Моделирование процесса горения заряда в двигателе обычно также проводится на основе эмпирических формул, например на основе уравнения И.И. Вибе [4, 5], в котором заранее предполагаются известными величинами время горения заряда $\Delta\varphi_z$ и динамическая характеристика процесса в виде показателя степени m . При этом часто ограничиваются однозонной моделью описания рабочего тела, в то время как разность температур свежей смеси и продуктов сгорания в двигателе составляет порядка 1500-2000 К. Ясно, что в таких условиях ни какую физико-химическую модель образования токсичных веществ в двигателе построить невозможно.

Кроме того, особенностью процесса горения в ДВС является принципиальная многозонность рабочей смеси, связанная с наличием температурного градиента в продуктах сгорания (Махе-эффектом) [6-8], который обусловлен различной эволюцией разных локальных объемов. Этот температурный градиент между различными

зонами продуктов сгорания в двигателе достигает 800-1000 К, что приводит к большим ошибкам при моделировании образования токсичных веществ.

Поэтому весьма важным является разработка математических моделей и достаточно простых компьютерных программ для моделирования процесса горения заряда и образования токсичных веществ в продуктах сгорания без использования эмпирических законов сгорания и формул для оценки количества токсичных веществ в ОГ ДВС.

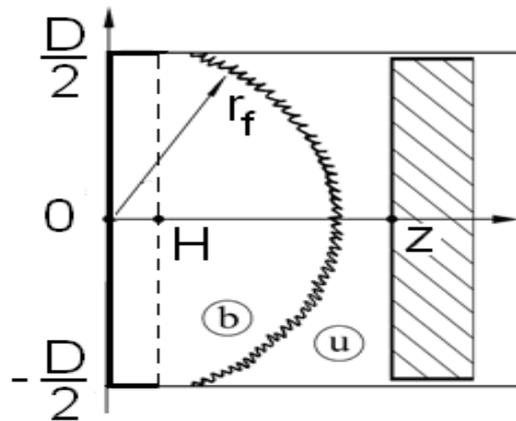


Рисунок 1 – Распространение волны горения в ДВС с искровым зажиганием:
 r_f - радиус фронта пламени; z - координата поршня; D - диаметр поршня; H - высота
камеры сгорания; 0 - точка зажигания смеси

Математическая модель фронтального горения смеси

Математическая модель процесса горения смеси в ДВС с искровым зажиганием (Рис. 1) учитывает распространение сферического фронта волны турбулентного пламени, ограниченного стенками (камеры, цилиндра и поршня). Текущий радиус фронта пламени r_f определяется на каждом шаге интегрирования объемом продуктов V_b внутри сферы с поверхностью горения F_f .

Решение объемных и поверхностных интегралов, для простейшей геометрии камеры сгорания с центральным зажиганием (рис. 1), приводит к следующим алгебраическим и трансцендентным уравнениям (решаемых методом дихотомии) [9-11]:

$$\text{при } r_f \leq D/2 \text{ и } r_f \leq z \tag{1}$$

$$r_f = (3V_b/2\pi)^{1/3}, \quad F_f = 2\pi r_f^2;$$

$$\text{при } r_f \leq D/2 \text{ и } r_f > z \tag{2}$$

$$r_f = (V_b/\pi z + z^2/3)^{1/2}, \quad F_f = 2\pi z r_f;$$

$$\text{при } r_f > D/2 \text{ и } r_f \leq z \tag{3}$$

$$r_f \left[1 - \left(1 - \frac{D^2}{4r_f^2} \right)^{3/2} \right]^{1/3} = \left(\frac{3V_b}{2\pi} \right)^{1/3}, \quad F_f = 2\pi r_f^2 \left[1 - \sqrt{1 - D^2/4r_f^2} \right];$$

$$\text{при } r_f > D/2 \text{ и } r_f > z \tag{4}$$

$$r_f \left[\frac{3z}{2r_f} - \frac{z^3}{2r_f^3} - \left(1 - \frac{D^2}{4r_f^2} \right)^{3/2} \right]^{1/3} = (3V_b/2\pi)^{1/3},$$

$$F_f = 2\pi r_f^2 \left[z/r_f - \sqrt{1 - D^2/4r_f^2} \right].$$

В начале процесса, в момент закрытия впускного клапана (индекс a) масса смеси (заряда) в рабочем объеме определяется из термического уравнения состояния идеального газа

$$m_a = (M_u/R)p_a V_a / T_a,$$

где объем заряда V_a равен

$$\frac{V_a}{V_c} = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \left(1 - \cos \varphi_a + \frac{1}{\lambda} - \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \sin^2 \varphi_a} \right).$$

Уравнение динамики рабочего объема в функции угла φ поворота коленчатого вала (ПКВ) для одного цилиндра двигателя (аксиального КШМ) запишется

$$\dot{V} = V_c \frac{\varepsilon - 1}{2} \sin \varphi \left(1 + \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1/\lambda^2 - \sin^2 \varphi}} \right), \quad (5)$$

где $\dot{V} = dV/d\varphi$ - производная объема по углу ПКВ; ε - геометрическая степень сжатия; $\lambda = r/l$ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; V_c - объем камеры сгорания.

Уравнение сохранения массы заряда (массовой доли) свежей смеси x_u и продуктов сгорания в зонах x_k (при многозонном приближении) запишется как

$$x_u + x_b = x_u + \sum_{k=1}^N x_k = 1, \quad (6)$$

где k - индекс номера зоны в продуктах сгорания ($k=1..N$); $x_u = 1 - x$ и $x \equiv x_b = \sum_k x_k$ - текущая массовая доля свежей смеси и продуктов сгорания, в целом и в k -х зонах, соответственно.

Объем свежей смеси определяется термическим уравнением состояния идеального газа

$$V_u = (m_a/M_u)x_u RT_u / p, \quad (7)$$

где $M_u = \sum_j a_{uj} M_j$ - средняя молекулярная масса свежей смеси; R - универсальная газовая

постоянная; T_u - температура свежей смеси; p - давление в цилиндре двигателя.

Объем продуктов сгорания определяется из уравнения баланса объема системы (с учетом многозонной модели горения заряда)

$$V_b = \sum_{k=1}^N V_k = V - V_u, \quad (8)$$

где V_k - объем k -й зоны в продуктах сгорания ($k = 1..N$).

Объем зон в продуктах сгорания также определяется уравнениями состояния идеального газа

$$V_k = (m_a/M_k)x_k RT_k / p, \quad (9)$$

где $M_k = \sum_j a_{kj} M_j$ - средняя молекулярная масса продуктов сгорания в k -й зоне; a_{kj} -

объемная доля j -го компонента смеси в k -й зоне продуктов сгорания.

Уравнение динамики горения топливной смеси (массовой доли)

$$\dot{x} = \frac{S_t F_f}{2\pi n} \cdot \frac{1-x}{V_u}, \quad (10)$$

где S_t - скорость турбулентного пламени; F_f - площадь «гладкой» поверхности сферического усеченного пламени с координатой r_f , определяемой из (8.2.1)-(8.2.4) при текущей координате поршня $z = 4V/(\pi D^2)$; n - частота вращения коленчатого вала.

Скорость турбулентного пламени

$$S_t = \sqrt{S_u^2 + u_t^2} . \quad (11)$$

Нормальная скорость пламени

$$S_u = S_{u0} (p/p_0)^{m_p} (T_u/T_0)^{m_T} , \quad (12)$$

где S_{u0} - нормальная скорость пламени при нормальных условиях; p_0, T_0 - давление и температура при нормальных условиях.

Скорость турбулентных пульсаций на фронте пламени

$$u_t = k_p \langle u_p \rangle , \quad (13)$$

где k_p - эмпирический коэффициент (значение которого близко к 1,05); $\langle u_p \rangle = 4m$ - средняя скорость поршня.

Уравнение динамики давления в цилиндре двигателя (энергии всей системы) [11, 12]

$$\begin{aligned} p \left(V - V_u \frac{R}{C_{pu}} - \sum_k V_k \frac{R}{C_{pk}} \right) &= -p \dot{V} + \frac{R}{C_{pu}} \dot{Q}_u + \sum_k \frac{R}{C_{pk}} \dot{Q}_k - \\ p \left(V_u \frac{\dot{x}}{1-x} - \sum_k V_k \frac{\dot{x}_k}{x_k} + \sum_k V_k \sum_j a_{kj} \frac{\dot{M}_j}{M_k} \right) &+ m_a \sum_k \frac{R}{C_{pk}} x_k \left(\frac{H_u}{M_u} - \frac{H_k}{M_k} \right) + \\ m_a \sum_k \frac{R}{C_{pk}} x_k \sum_j a_{kj} \frac{\dot{M}_j}{M_k} \left(\frac{H_k}{M_k} - \frac{H_{kj}}{M_j} \right) , \end{aligned} \quad (14)$$

где \dot{Q}_u и \dot{Q}_k - теплообмен со стенками (камеры, цилиндра и поршня) зон свежей смеси и продуктов сгорания соответственно; C_{pu} , C_{pk} и H_u , H_{uj} , H_k , H_{kj} - средние молярные теплоемкости и энтальпии свежей смеси и продуктов сгорания в зонах и индивидуальных компонентов в зонах соответственно:

$$C_{pu} = \sum_j a_{uj} C_{pj}(T_u); \quad C_{pk} = \sum_j a_{kj} C_{pj}(T_k);$$

$$H_u = \sum_j a_{uj} H_{uj}(T_u); \quad H_{uj} = H_j^\circ + \int_{T^\circ}^{T_u} C_{pj} dT;$$

$$H_k = \sum_j a_{kj} H_{kj}(T_k); \quad H_{kj} = H_j^\circ + \int_{T^\circ}^{T_k} C_{pj} dT.$$

Уравнение динамики температуры свежей смеси (калорическое уравнение состояния)

$$\frac{C_{pu}}{R} \cdot \frac{\dot{T}_u}{T_u} = \frac{\dot{p}}{p} + \frac{\dot{Q}_u}{pV_u} . \quad (15)$$

Уравнения динамики температуры продуктов сгорания (калорические уравнения состояния) в k -х зонах ($k = 1..N$)

$$\frac{C_{pk}}{R} \cdot \frac{\dot{T}_k}{T_k} = \frac{\dot{p}}{p} + \frac{\dot{Q}_k}{pV_k} + \frac{\dot{x}_k}{x_k} \cdot \frac{M_k}{RT_k} \left(\frac{H_u}{M_u} - \frac{H_k}{M_k} \right) + \quad (16)$$

$$\frac{1}{RT_k} \sum_j a_{kj} M_j \left(\frac{H_k}{M_k} - \frac{H_{kj}}{M_j} \right) .$$

Следует отметить, что уравнение энергии (16) для одной из зон является избыточным из-за наличия в системе уравнения (14) динамики давления (энергии всей системы) и поэтому должно быть исключено из математической модели.

Модель образования токсичных веществ в продуктах сгорания

Поставленная задача моделирования образования токсичных веществ в ОГ ДВС с искровым зажиганием сводится к расчету состава продуктов сгорания. Для нахождения

состава продуктов сгорания (концентраций компонентов в ОГ двигателя), прежде всего, необходимо задаться полным набором всех индивидуальных веществ в продуктах сгорания (в воздухе) углеводородного топлива с химической формулой



где c, h, n, o - количество атомов углерода, водорода, азота и кислорода в молекуле топлива соответственно (которое является целым положительным числом или принимает значение равное нулю). При этом полагаем известным состав воздуха средней влажности [8.2.13], а именно:

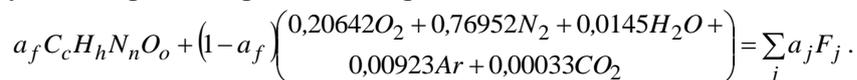


На основе анализа литературных данных, с учетом того, что математическая модель должна быть по возможности достаточно простой, полагаем, что в продуктах сгорания достаточно учитывать следующие 15 компонентов:



Считаем, что другие возможные компоненты смеси в продуктах сгорания отсутствуют (или их концентрацией в виду малости можно пренебречь).

Начальный состав продуктов сгорания (непосредственно за фронтом пламени) примем с учетом полного сгорания свежей смеси (заряда) при заданном коэффициенте избытка воздуха α . При этом реакция сгорания одного моля смеси запишется в виде:



Здесь F_j - химическая формула k -го компонента продуктов сгорания; a_f - относительная объемная концентрация (молярная доля) горючего компонента смеси

$$a_f = \frac{1}{1 + \alpha \left(\frac{1}{a_f^\circ} - 1 \right)},$$

где a_f° - стехиометрическая молярная доля топлива (например, для метана $a_f^\circ = 0,0936$).

Теперь возникает вопрос, как считать (численно моделировать) состав продуктов сгорания? Существует два принципиально различных подхода:

1) проводить численное моделирование рабочего процесса ДВС с учетом химических процессов в продуктах сгорания (за фронтом пламени) с использованием некоторого детального кинетического механизма (ДКМ);

2) проводить численное моделирование рабочего процесса ДВС с учетом термодинамического равновесия (равновесного состава) в продуктах сгорания (в однозонном $k=1$ или многозонном $k=3-10$ приближениях).

В настоящее время первый подход ввиду сложности ДКМ, описывающих процесс горения реальных топлив во фронте пламени и после его прохождения (то есть в продуктах сгорания), практически не применяется в расчетах рабочего процесса ДВС [8.2.3], поэтому в данной работе принят второй подход.

Что касается методов расчета равновесного состава продуктов сгорания, то их основы заложены в работах А.П. Ваничева [14], Я.Б. Зельдовича [15], А.В. Болгарского [16, 17], Е.С. Щетинкова [18], А.М. Гурвича и Ю.Х. Шаулова [19], Д.М. Картера и Д. Альтмана [20], С.Р. Бринкли мл. [21] и других и обобщены в монографии [22], а константы равновесия для большинства практически важных реакций диссоциации, вычисленные с достаточно высокой точностью, сведены в таблицы [23].

Методы расчета равновесного состава продуктов сгорания можно разделить на две основные группы:

1) методы, основанные на решении системы нелинейных уравнений для констант равновесия реакций диссоциации индивидуальных веществ продуктов сгорания;

2) методы, использующие минимум термодинамического потенциала и основанные на поиске экстремума функции.

В известной нам литературе не приводится достаточно полных данных о сравнительной эффективности методов первой и второй группы. Надо полагать, что для расчета равновесного состава продуктов сгорания эти методы равноценны, то есть методы, основанные на константах равновесия и на минимуме термодинамического потенциала – изобарно-изотермического (энергии Гиббса) или изохорно-изотермического (энергии Гельмгольца). Поэтому нами выбран достаточно хорошо апробированный метод, основанный на константах равновесия.

Среди всех методов, основанных на константах равновесия, включающих в себя частные методы (в том числе метод итераций, метод ступенчатого расчета равновесия, метод численного интегрирования и другие) и общий метод, использующие константы равновесия, полагаем целесообразным выбрать общий метод. В рамках этого подхода будем придерживаться методики расчета, изложенной в работе [24].

В качестве неизвестных величин выберем относительные объемные (мольные) доли компонентов смеси, при этом порядок системы целесообразно понизить, исключением уравнений закона действующих масс. Для решения системы уравнений химического равновесия целесообразно выбрать метод Ньютона, поскольку он является достаточно удобным и эффективным методом решения на ЭВМ задачи расчета равновесного состава продуктов сгорания [25, 26].

Особенности принятой методики и метода расчета

В качестве независимых выбираются следующие десять реакций диссоциации молекул на составляющие их атомы и соответствующие этим реакциям уравнения для констант равновесия в каждой k -й зоне, которые являются уравнениями закона действующих масс:



Здесь $P = p/p_0$ - отношение давления в рассматриваемой системе к стандартному (атмосферному) давлению.

К уравнениям на константы равновесия (17)-(26), в которые входят 14 объемных долей компонентов смеси в каждой k -й зоне (а с учетом инертного аргона 15 компонентов), следует добавить уравнение закона Дальтона, также выраженное через мольные доли компонентов в зонах продуктов сгорания

$$\sum_j^{15} a_{kj} = 1. \quad (27)$$

В приведенных выше уравнениях математической модели для мольных долей компонентов справедливо для свежей смеси

$$\sum_j a_{uj} = 1,$$

а в каждой из зон продуктов сгорания, кроме (27), тождественно

$$\sum_j \dot{a}_{kj} = 0.$$

Поскольку число уравнений (17)-(27) меньше количества рассматриваемых компонентов ($j(j=1..15)$), то для решения задачи необходимо записать дополнительные независимые уравнения, в которые входят концентрации компонентов (мольные доли).

Таковыми независимыми уравнениями в нашей системе являются *уравнения материального баланса*.

Запишем для одного моля свежей смеси (то есть в начале процесса сжатия) суммарное число атомов в молекулах S и число атомов кислорода S_O в единицах числа Авогадро N_A (с учетом реакции сгорания и состава воздуха средней влажности):

$$S = a_f(c+h+n+o) + (1-a_f) \left(\frac{2 \cdot 0,20642 + 2 \cdot 0,76952 + 3 \cdot 0,0145 +}{0,00923 + 3 \cdot 0,00033} \right),$$

$$S_O = a_f o + (1-a_f) (2 \cdot 0,20642 + 0,0145 + 2 \cdot 0,00033).$$

Тогда следующие отношения чисел атомов C, H, N, Ar соответственно к числу атомов кислорода в одном моле свежей смеси являются константами нашей задачи (не зависят от термодинамического и химического состояния системы), то есть запишутся:

$$\beta_C = [a_f c + (1-a_f) 0,00033] / S_O,$$

$$\beta_H = [a_f h + 2(1-a_f) 0,0145] / S_O,$$

$$\beta_N = [a_f n + 2(1-a_f) 0,76952] / S_O,$$

$$\beta_{Ar} = (1-a_f) 0,00923 / S_O.$$

Число атомов кислорода в одном моле продуктов сгорания в любой k -й зоне в единицах числа Авогадро равно

$$S_{kO} = 2a_{O_2} + a_{H_2O} + 2a_{CO_2} + a_{CO} + a_{OH} + a_{NO} + 2a_{NO_2} + a_O,$$

где индекс k в мольных долях компонентов опущен.

С учетом принятых обозначений, материальный баланс в продуктах сгорания в любой k -й зоне запишется:

$$\beta_C S_{kO} = a_{CO_2} + a_{CH_4} + a_{CO} + a_C, \quad (28)$$

$$\beta_H S_{kO} = 2a_{H_2O} + 4a_{CH_4} + 2a_{H_2} + a_{OH} + a_H, \quad (29)$$

$$\beta_N S_{kO} = 2a_{N_2} + a_{NO} + a_{NO_2} + a_N, \quad (30)$$

$$\beta_{Ar} S_{kO} = a_{Ar}. \quad (31)$$

В данной системе уравнений справедливо также уравнение сохранения числа атомов в продуктах сгорания в каждой k -й зоне в единицах числа Авогадро

$$S \frac{p_a V_a}{T_a} = \frac{p V_k}{x_k T_k} \left(\frac{2a_{O_2} + 2a_{N_2} + 3a_{H_2O} + a_{Ar} + 3a_{CO_2} + 2a_{H_2} + 5a_{CH_4} +}{a_C + a_O + a_N + a_H + 2a_{OH} + 2a_{CO} + 2a_{NO} + 3a_{NO_2}} \right). \quad (32)$$

Следует отметить, что уравнение (32) является избыточным, поскольку уравнения динамики, фронтального горения и баланса (1)-(16) определяют термодинамическое состояние газа в зонах свежей смеси и продуктов сгорания ($p, T_u, T_k, V, V_u, V_k, x_u, x_k$), а уравнений газового состава (мольных долей компонентов) в k -х зонах продуктов сгорания (17)-(32) всего 16, в то время как количество учитываемых компонентов смеси всего 15. Поэтому уравнение математической модели (32) в каждой k -й зоне продуктов сгорания можно использовать для контроля численного решения задачи.

При численном решении системы нелинейных уравнений закона действующих масс, закона Дальтона и уравнений материального баланса (17)-(31) следует иметь в виду, что при коэффициенте избытка воздуха $\alpha \geq 1$ концентрация водорода равна нулю (то есть $a_{H_2} = 0$) и

система не имеет решения из-за уравнения (21). Поэтому для *бедных смесей* (при $\alpha \geq 1$) в качестве независимых переменных выбираем мольные доли O_2 , N_2 , H_2O , CO_2 , Ar , а для *богатых смесей* (при $\alpha < 1$) выбираем соответственно мольные доли N_2 , H_2O , CO_2 , Ar , H_2 .

С целью понижения порядка системы уравнений химического равновесия (17)-(31), из нее исключаются уравнения закона Дальтона и материального баланса (27)-(31) и часть уравнений закона действующих масс (17)-(26), таким образом, чтобы мольные доли остальных 10 продуктов сгорания (кроме 5 выбранных независимых) были выражены через константы равновесия $K_1 - K_{10}$ и выбранные независимые переменные. Полученная в результате система уравнений решается методом Ньютона [25, 26], относительно выбранных независимых мольных долей компонентов смеси.

Уравнения системы представляются в следующем виде

$$F(y^{(n)} + \Delta y^{(n)}) = 0. \quad (33)$$

Здесь $F = (f_1, f_2, f_3, f_4, f_5)$ при $\alpha \geq 1$ или $F = (f_2, f_3, f_4, f_5, f_6)$ при $\alpha < 1$; $y^{(n)} = (y_1, y_2, y_3, y_4, y_5)^{(n)}$ или $y^{(n)} = (y_2, y_3, y_4, y_5, y_6)^{(n)}$ - некоторое промежуточное приближение к корню Y (искомым мольным долям выбранных компонентов смеси); $\Delta y^{(n)} = Y - y^{(n)}$ - неизвестные поправки к $y^{(n)}$. Выбор независимых переменных зависит от заданного коэффициента избытка воздуха:

- при $\alpha \geq 1$ выбраны $y_1 = a_{O_2}$, $y_2 = a_{N_2}$, $y_3 = a_{H_2O}$, $y_4 = a_{CO_2}$, $y_5 = a_{Ar}$;

- при $\alpha < 1$ выбраны $y_2 = a_{N_2}$, $y_3 = a_{H_2O}$, $y_4 = a_{CO_2}$, $y_5 = a_{Ar}$, $y_6 = a_{H_2}$.

Линеаризовав нелинейные уравнения системы (33) путем разложения в ряд Тейлора с точностью до линейных членов (то есть, содержащих первые производные), получим

$$\sum_{m=1}^5 \frac{\partial f_i(y^{(n)})}{\partial y_m} \Delta y_m^{(n)} = -f_i(y^{(n)}), \quad \text{где } (1 \leq i \leq 5),$$

или в матричной форме

$$\mathbf{A} \mathbf{Y} = \mathbf{B}. \quad (34)$$

Система (34) линейна относительно приращений $\Delta y_m^{(n)}$, так как все коэффициенты этой системы выражаются через последнее приближение $y^{(n)}$. Эта система решается одним из известных алгебраических методов (Крамера, Жордана-Гаусса или обратной матрицы). В результате решения находим новое приближение

$$y^{(n+1)} = y^{(n)} + \Delta y^{(n)}.$$

Далее процесс повторяется, пока не достигнута заданная точность ε определения относительных концентраций, значение которой принимается в диапазоне $\varepsilon = 10^{-10} - 10^{-8}$.

Константы химического равновесия $K_1 - K_{10}$ являются функциями текущей температуры продуктов сгорания в зонах и рассчитываются на основе уравнения изотермы m -й реакции [27]

$$(\Delta G_T^\circ)_m = RT (\ln K_p)_m.$$

В практических расчетах целесообразно пользоваться не свободной энергией G_T° , а приведенной энергией Гиббса

$$\Phi_T^\circ = -(G_T^\circ - H_0^\circ)/T,$$

$$T(\Delta \Phi_T^\circ)_m = -(\Delta G_T^\circ)_m - (\Delta H_0^\circ)_m.$$

Откуда имеем расчетное уравнение для константы равновесия m -й реакции

$$(\lg K_p)_m = \frac{\Phi_T^\circ - \sum_j \xi_j \Phi_{Tj}^\circ - \Delta H_0^\circ / T}{2,303R}, \quad (35)$$

где ξ_j - стехиометрические коэффициенты продуктов реакции диссоциации исходного

вещества на атомы; ΔH_0° - теплота образования исходного вещества из атомов при абсолютном нуле температуры; $\Phi_T^\circ, \Phi_{Tj}^\circ$ - приведенная энергия Гиббса исходного вещества и продуктов диссоциации при текущей температуре, для которой имеется обширная справочная литература [23, 27].

Порядок выполнения расчета по программе следующий:

1) задаются исходные данные в момент закрытия впускного клапана двигателя, соответствующий углу ПКВ $\varphi = \varphi_a$, и исходный состав смеси с мольной долей горючего компонента a_f ;

2) интегрируется система уравнений процесса сжатия исходной смеси (5), (14) и (15) при условии $x = 0$, $x_u = 0$, $V_u = V$, $V_k = 0$, $\dot{x}_k = 0$, $\dot{a}_{kj} = 0$ до момента зажигания, соответствующего углу ПКВ $\varphi = \varphi_1$;

3) далее решается система дифференциальных уравнений (1)-(16) методом Рунге-Кутты и определяются текущие термодинамические параметры системы;

4) на каждом шаге расчета определяются величины теплоемкостей и энтальпий всех компонентов смеси для новых значений температуры свежей смеси и продуктов сгорания в зонах [25, 26];

5) на каждом шаге расчета определяется равновесный состав продуктов сгорания в зонах при текущей температуре в них путем решения системы нелинейных уравнений (18)-(31) с помощью линеаризованной системы (34) и контролем по уравнению (32);

6) производится вывод результатов в файл и выдача на графические зависимости.

Результаты численного моделирования

При численном моделировании задачи образования токсичных веществ в ОГ ДВС с искровым зажиганием рассматривается рабочий процесс двигателя автомобиля «RenaultLogan» типа «K7J710» размерностью 4Ч 7,95/7.

Целью численного исследования было сравнение результатов моделирования по компьютерной программе, построенной на основе математической модели (1)-(35), с известными надежными экспериментальными и расчетными данными [1, 3, 6, 11], а также сравнение экологических характеристик (содержания токсичных веществ) в ОГ ДВС с искровым зажиганием при работе двигателя на различных топливах. В качестве топлив рассмотрены:

1) модельная бензиновая смесь МБС-90 (содержащая 90% об.изооктана C_8H_{18} и 10% об. гептана C_7H_{16});

2) природный газ (моделируемый чистым метаном CH_4);

3) водород H_2 .

Численное моделирование проводилось как для одной зоны в продуктах сгорания (для $k=1$), так и в многозонном приближении (для $k=5-10$). Ниже приводятся некоторые результаты численных расчетов для многозонной модели.

Вначале рассмотрим термодинамическое состояние продуктов сгорания на момент окончания горения заряда. На рисунке 2 приведена максимальная температура продуктов сгорания для трех модельных видов топлив, в зависимости от коэффициента избытка воздуха α . На рисунке 3 приведен максимальный температурный градиент в продуктах сгорания для этих топлив.

Из рисунка 2 видно, что максимальная температура продуктов сгорания достигается в околостехиометрических смесях, причем максимум находится при $\alpha = 0,9$.

Также видно, что самая высокая температура сгорания достигается в водородных смесях - до 3000 К, затем в бензиновых топливах - до 2850 К и несколько ниже в метановых смесях

с воздухом - до 2750 К. Очевидно, что этой же последовательности должна следовать концентрация оксидов азота в продуктах сгорания, что будет подтверждено ниже.

Отметим, что при увеличении степени сжатия ε в двигателе максимальная температура продуктов сгорания также растет.

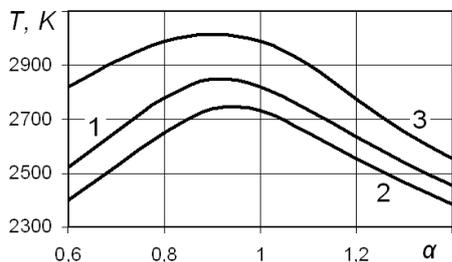


Рисунок 2 – Максимальная температура продуктов сгорания в двигателе от коэффициента избытка воздуха ($n=1800$ 1/мин; $\varepsilon=8$; $\varphi_1=-30$ град.ПКВ): 1- МБС-90; 2- метан; 3- водород

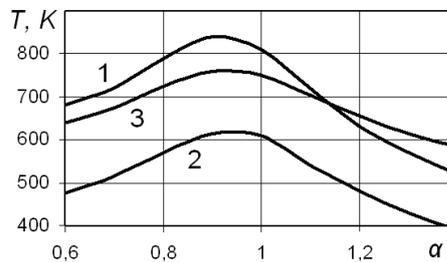


Рисунок 3 – Максимальный температурный градиент в продуктах сгорания от коэффициента избытка воздуха ($n=1800$ 1/мин; $\varepsilon=8$; $\varphi_1=-30$ град.ПКВ): 1- МБС-90; 2- метан; 3- водород

Из рисунка 3 видно, что в продуктах сгорания температура распределена неравномерно, самая высокая температура у той части смеси, которая сгорела раньше всех. Этот, так называемый, Махе-эффект составляет несколько сотен градусов. Самый высокий градиент температуры в продуктах сгорания имеет место в бензиновых смесях – порядка 850 К, затем в водородных смесях – порядка 760 К и, наконец, в метановых смесях с воздухом – порядка 630 К. Это весьма существенно для образования оксидов азота, поскольку при усреднении температуры продуктов выход оксидов азота был бы меньше.

На рисунках 4-6 приведены зависимости концентраций токсичных газов в двигателе от коэффициента избытка воздуха при его работе на разных топливах. На этих рисунках приведена суммарная концентрация оксидов азота $NO_x = NO + NO_2$, при этом численное моделирование показало, что доля NO_2 составляет 0,2-0,3 процента от доли NO .

Из графиков (рисунки 4-6) видно, что содержание оксида углерода CO монотонно падает с увеличением коэффициента избытка воздуха, максимальное содержание имеет место в богатых смесях, при этом в продуктах сгорания бензиновой смеси оксида углерода больше чем в продуктах метановой смеси.

Содержание CO в продуктах сгорания водородо-воздушных смесей в ДВС весьма незначительно (на два порядка меньше, чем в продуктах сгорания других топлив) и составляет менее 2-х сотых процента. Возникает вопрос, откуда он вообще берется? Очевидно, из диоксида углерода, содержащегося в атмосферном воздухе.

Из рисунков 4-6 видно, что содержание оксидов азота растет с увеличением коэффициента избытка воздуха. Причем, в продуктах сгорания бензиновой смеси концентрация оксидов азота больше, чем в продуктах метановой смеси с воздухом.

Из рисунка 6 следует, что содержание оксидов азота в продуктах сгорания водорода с воздухом приблизительно на два порядка выше, чем в продуктах сгорания других рассматриваемых топлив. В этом состоит одна из проблем создания экологически безопасного водородного двигателя.

Анализируя графики на рисунках 4-6, можно заметить, что максимальная скорость роста (или падения) концентрации токсичных компонентов по переменной (имеется в виду производная по коэффициенту избытка воздуха) имеет место в углеводородных смесях при величине 0,9, а при горении водорода с воздухом – при величине 1. Этот факт достаточно хорошо известен из теории горения [6, 7].

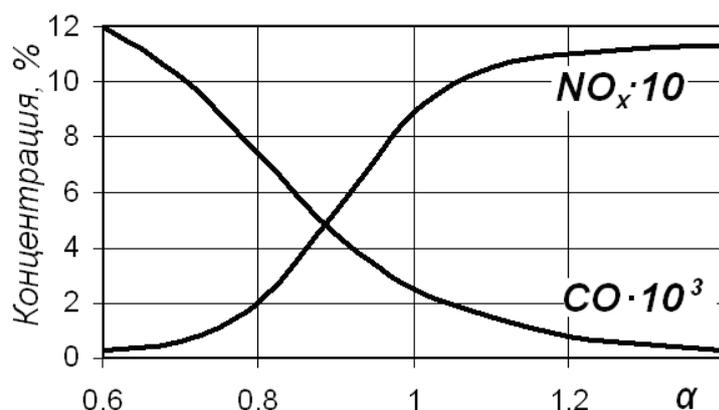


Рисунок 4 – Токсичность продуктов сгорания в ДВС от коэффициента избытка воздуха при сжигании модельной бензиновой смеси МБС-90: $CO \cdot 10^3$ - доля оксида углерода, %; $NO_x \cdot 10$ - доля оксидов азота, %

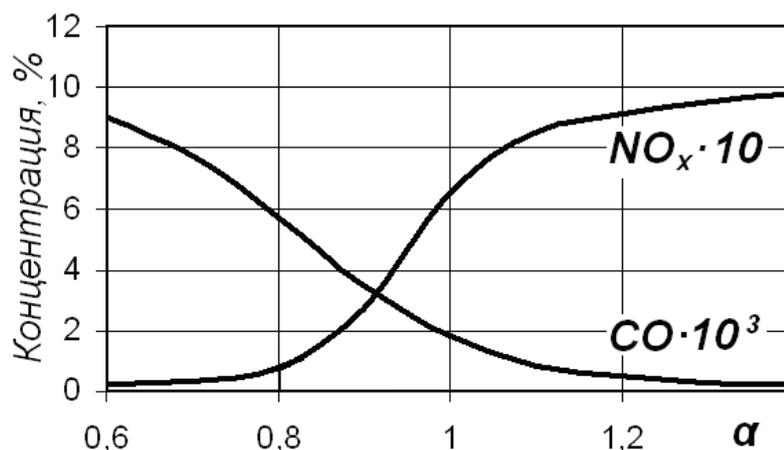


Рисунок 5 – Токсичность продуктов сгорания в ДВС от коэффициента избытка воздуха при сжигании природного газа или метана (обозначения приведены на рис. 4)

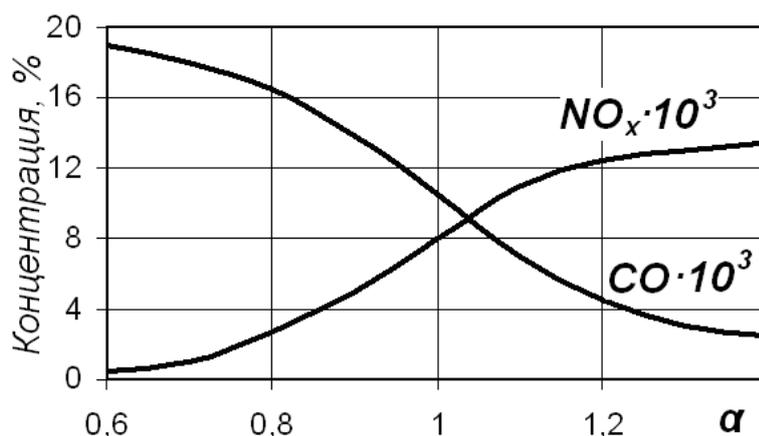


Рисунок 6 – Токсичность продуктов сгорания в ДВС от коэффициента избытка воздуха при сжигании водорода: $CO \cdot 10^3$ - доля оксида углерода, %; $NO_x \cdot 10^3$ - доля оксидов азота, % (обозначения приведены на рис. 4)

Выводы

Анализ приведенных графиков (Рис. 2-6) показывает, что результаты численного моделирования удовлетворительно согласуются с известными данными других авторов [1, 3, 6, 7, 11, 18, 19], особенно при моделировании в рамках многозонных математических моделей в продуктах сгорания. Это свидетельствует о надежности сформулированной математической формулировки задачи моделирования рабочего процесса ДВС с искровым зажиганием и разработанной компьютерной программы.

Список литературы

1. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания.- 2-е изд., перераб.- М.: Машиностроение, 1981.- 160 с.
2. Горбунов В.В. Токсичность двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие / В.В. Горбунов, Н.Н. Патрахальцев.- М.: Изд-во РУДН, 1998.- 214 с.
3. Варнатц Ю. Горение: Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ / Ю. Варнатц, У. Маас, Р. Диббл; пер. с англ. Г.Л. Агафонова; под ред. П.А. Власова.- М.: Физматлит, 2003.- 352 с.
4. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов.- М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.- 720 с.
5. Вибе И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания: Конспект лекций.- Челябинск: Изд-во Челябин. политех. ин-та, 1974.- 252 с.
6. Льюис Б. Горение, пламя и взрывы в газах / Б. Льюис, Г. Эльбе; пер. с англ.- М.: Мир, 1968.- 2-е изд.- 592 с.
7. Зельдович Я.Б. Математическая теория горения и взрыва / Я.Б. Зельдович, Г.И. Баренблатт, В.Б. Либрович, Г.М. Махвиладзе.- М.: Наука, 1980.- 479 с.
8. Абдуллин Р.Х. Внутренний взрыв газа в вентилируемых системах: Монография / Р.Х. Абдуллин, В.С. Бабкин, П.К. Сеначин; под ред. П.К. Сеначина.- Барнаул: ОАО «Алтайский дом печати», 2006.- 104 с.
9. Бабкин В.С. Особенности динамики сгорания газа в закрытых сосудах при разных законах изменения поверхности пламени / В.С. Бабкин, П.К. Сеначин, Т.В. Крахтинова // Физика горения и взрыва.- 1982.- Т. 18, № 6.- С. 14-20.
10. Сеначин П.К. Особенности динамики сгорания смеси в ДВС с искровым зажиганием при различных законах изменения поверхности пламени и в двигателе с камерой реальной геометрии / П.К. Сеначин, М.Ю. Свердлов, М.А. Ильина // Экспериментальные методы в физике структурно-неоднородных сред. Том 4. «Гидродинамика структурно-неоднородных сред»: Труды Всерос. научно-техн. конф., 12-14 сентября 1996 г., Барнаул / Алт. гос. ун-т, Алт. госпед. ун-т.- Барнаул: Изд-во АлтГТУ им. И.И. Ползунова, 1997.- С. 90-96.
11. Жгутова В.И. Моделирование горения смеси в ДВС с искровым зажиганием с образованием токсичных веществ в рамках многозонной модели / В.И. Жгутова, М.Ю. Свердлов, Д.Д. Матиевский, П.К. Сеначин // Вестник Алтайского государственного технического университета им. И.И. Ползунова. Приложение к журналу «Ползуновский альманах».- 2000.- № 2.- С. 67-77.
12. Сеначин А.П. Уравнения энергии в многозонной модели процесса горения в двигателе с искровым зажиганием / А.П. Сеначин, Д.Д. Матиевский, П.К. Сеначин // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС / Матер. VIМеждунар. научно-практ. семинара.- Владимир: ВладГУ, 1997.- С. 149-152.
13. Миртов Б.А. Газовый состав атмосферы Земли и методы его анализа.- М.: Изд-во АН СССР, 1961.- 262 с.
14. Ваничев А.П. Термодинамический расчет горения и истечения в области высоких температур.- М.: Изд-во БНТ, 1947.
15. Зельдович Я.Б. Расчеты тепловых процессов при высокой температуре / Я.Б. Зельдович, А.И. Полярный.- М.: Изд-во БНТ, 1947.

16. Болгарский А.В. Расчет процессов в камере сгорания и сопле жидкостного реактивного двигателя.- М.: Оборонгиз, 1957.
17. Болгарский А.В. Рабочие процессы в жидкостно-реактивных двигателях / А.В. Болгарский, В.К. Щукин.- М.: Оборонгиз, 1953.
18. Щетинков Е.С. Физика горения газов.- М.: Наука. ГР ФМЛ, 1965.- 740 с.
19. Гурвич А.М. Термодинамические исследования методом взрыва и расчеты процессов горения / А.М. Гурвич, Ю.Х. Шаулов; под ред. А.П. Ваничева.- М.: Изд-во МГУ, 1955.- 167 с.
20. Картер Джемс М., Альтман Дэвид. Равновесие при высокой температуре // Процессы горения / Под ред. Б. Льюиса, Р.Н. Пиза, Х.С. Тейлора.- М.: Физматгиз, 1961.- С. 15-34.
21. Стьюард Р. Бринкли мл. Методы вычисления термодинамических параметров продуктов сгорания // Процессы горения / Под ред. Б. Льюиса, Р.Н. Пиза, Х.С. Тейлора.- М.: Физматгиз, 1961.- С. 67-94.
22. Алемасов В.Е. Термодинамические и теплофизические свойства продуктов сгорания: Справочник.- Т. 1. Методы расчета / В.Е. Алемасов, А.Ф. Дрегалин, А.П. Тишин, В.А. Худяков; под ред. В.П. Глушко.- М.: АН СССР. ВИНТИ, 1971.- 267 с.
23. Термодинамические свойства индивидуальных веществ: Справочное изд. в 4-х томах / Под ред. В.П. Глушко.- М.: Наука, 1978.
24. Мольков В.В. Методика расчета на ЭВМ равновесного состава продуктов сгорания С-Н-О-содержащих горючих в воздухе / В.В. Мольков, А.А. Дмитриев, С.А. Лесняк // Противопожарная защита технологических процессов: Сборник науч. трудов ВНИИПО.- М.: Изд-во ВНИИПО, 1983.- С. 35-47.
25. Шуп Т. Решение инженерных задач на ЭВМ.- М.: Мир, 1982.-236 с.
26. Хемминг Р.В. Численные методы для научных работников и инженеров.- М.: Наука, 1968.- 400 с.
27. Рябин В.А. Термодинамические свойства веществ: Справочник / В.А. Рябин, М.А. Остроумов, Т.Ф. Свит.- Л.: Химия, 1977.- 392 с.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОМБИНИРОВАННОГО ПОСЕВНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ПРОДУКТИВНОСТИ ПАСТБИЩ

Капатурин А.А. – студент, Суворов С.А. – ассистент, Дрюк В.А.. к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

В настоящее время человечество стало более интенсивно вовлекать в различные сферы своей деятельности природные ресурсы, в том числе и почву. Это явление в некотором плане затронуло и Кош-Агачский район Республики Алтай, где сегодня наблюдается тенденция увеличения роста численности поголовья скота, из-за чего увеличивается потребность в большем количестве корма, необходимого для их содержания. По-хорошему, это должно стать причиной для увеличения количества пастбищ и расширения их площадей. Но в силу ряда причин, одной из главных которой является особенность местного ландшафта, этого не происходит. В связи с этим наблюдается перевыпас скота, ведущий к деградации имеющихся пастбищ и ухудшению общей экологической обстановки на данной местности [1].

Таким образом, необдуманная деятельность человека, не учитывающая взаимосвязи природных компонентов, ведёт к опустыниванию земель. Это является одной из главных экологических проблем не только для ряда регионов Российской Федерации, но и для других стран [2].

Разрабатываемый комбинированный посевной агрегат включает в себя приготовление питательной влагоаккумулирующей композиции и внесение её в почву при посеве семян засухоустойчивых растений. Назначение питательной влагоаккумулирующей композиции – предоставить растению необходимый запас воды и питательных элементов на начальных

фазах развития; образовать в почве вместе с корнями растений связанный слой, обладающий влагоаккумулирующими свойствами [3].

Для реализации способа предложена конструкция комбинированного посевного агрегата (рисунок 1), состоящего из трактора, шасси, на котором установлена цистерна, бункер для сухих органических удобрений и смеситель, а также стерневой сеялки с адаптированными сошниками и дополнительным оборудованием для внесения ПВК в почву. Смеситель позволяет смешивать органоминеральный наполнитель с жидкими растворами гуминовых удобрений [4-7].

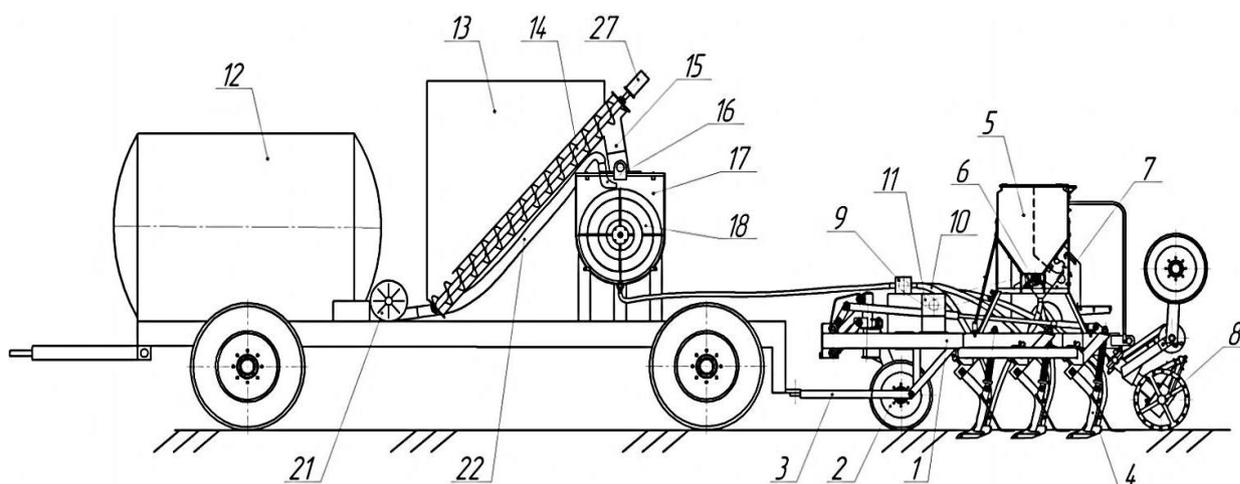


Рисунок 1 - Конструкция комбинированного посевного агрегата

Одной из частей комплекса является бункер, который предназначен для хранения, транспортировки и выгрузки перегноя на шнековый конвейер (рисунок 2). Во время работы агрегата возникает проблема осыпания перегноя на шнековый конвейер – центр проваливается, а по краям остается перегной, образуя воронку.



Рисунок 2 – Бункер с перегноем

Для решения данной проблемы был разработан ворошитель (рисунок 3), который будет перемешивать перегной и ссыпать его к центру на шнековый конвейер.

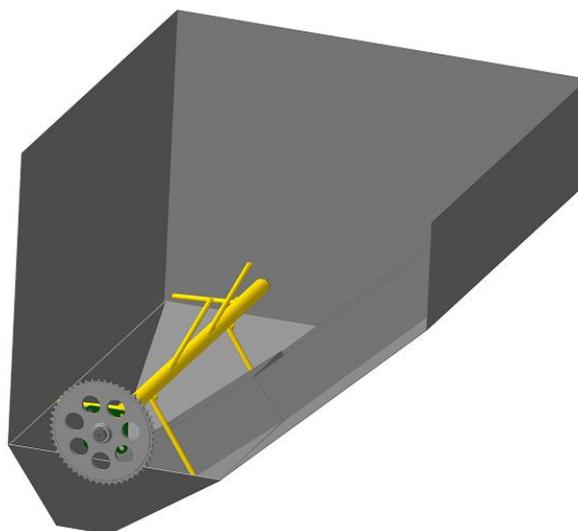


Рисунок 3 – Бункер с ворошителем

Ворошитель (рисунок 4) выполнен в форме трубы 1 расположенной по всей длине бункера, к которой на определенном расстоянии и под определенным углом приварены пальцы 2 различной длины, изменяющейся из-за сужения бункера.

Труба ворошителя 1 установлена с помощью цапф в подшипники, которые установлены на корпусе у стенок бункера.

Ворошитель приводится в движение от звездочки 3, установленной на цапфе, путем цепной передачи от звездочки 4 на валу 5 находящимся на колесе комплекса.

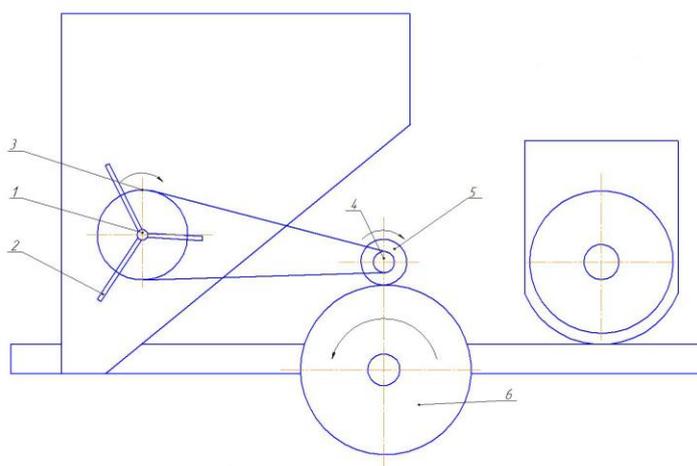


Рисунок 4 – Схема работы ворошителя

Ворошитель обеспечит равномерное поступление перегноя к выгрузному шнеку. Остановки («зависания») перегноя в нижней части бункера прекратятся.

Таким образом, предложенное нами устройство позволит повысить эффективность комплекса и качество сельскохозяйственных работ в целом. Использование данного агрегата повысит продуктивность пастбищ и позволит обеспечить животноводческую отрасль Республики Алтай достаточным количеством кормовой базы.

Список литературы

1 Модина Т.Д. Климат и агроклиматические ресурсы Алтая / Т.Д. Модина/ Новосибирск. Университетское книжное издательство, 2007. – 177 с.

2 Коробкин В.И., Передельский Л.В. Экология. Ростов н/д: издательство «Феникс», 2001. – 602 с.

3 Куцкий В.А. Способ рекультивации песчаных почв в зоне полупустынь и питательная влагоаккумулирующая композиция для его осуществления: пат. 2557618 Рос. Федерация: МПК С09К 17/00 / Куцкий В.А., Ситников А.А., Нефедов Е.Н., Сороченко С.Ф., Дрюк В.А., Шишин М.Ю., Томаровский А.А., Суворов С.А.; заявитель и патентообладатель ООО «Теллура-Бис», ФГБОУ ВПО «АлтГТУ им. И.И. Ползунова», ООО «МИП СХМ» — Заявка 2013150453/05; заявл. 12.11.2013; опубл. 27.07.2015.

4 Сороченко С.Ф., Дрюк В.А., Ситников А.А., Нефёдов Е.Н., Шишин М.Ю., Куцкий В.А., Томаровский А.А., Суворов С.А. и др. Полевые испытания технологии рекультивации песчаных почв // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. — 2014. — № 2 (112). — С. 46-52.

5 Ситников А.А. Технология рекультивации песчаных почв / А.А. Ситников, В.А. Дрюк, С.Ф. Сороченко, Е.Н. Нефедов, М.Ю. Шишин, В.А. Куцкий, С.А. Суворов, Ю.Н. Камышов / Ползуновский вестник, 2014. — ч.4. — С. 40-44.

6 Дрюк В.А., Сороченко С.Ф., Суворов С.А. Технология восстановления обеднённых почв и агрегат для её реализации / в сборнике: Переход к зеленой экономике и устойчивому развитию в Алтайском крае: перспективы, механизмы, ключевые направления / Материалы межрегиональной конференции с международным участием / ФГБОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова», Международная кафедра ЮНЕСКО, Институт развития Большого Алтая, 2015. — С. 145-151.

7 Дрюк В.А. и др. Определение состава питательной влагоаккумулирующей композиции для технологии восстановления плодородия обедненных почв / В.А. Дрюк, С.А. Суворов, А.А. Ситников, А.А. Шишин М.Ю., В.А. Куцкий, А.Б. Совриков / Сборник материалов 1-го российско-индийско-монгольского семинара. ФГБОУ ВО «Алтайский государственный аграрный университет». — Барнаул, 2015. — С. 92-99.

ДВУХРОТОРНЫЙ ЩЕЛЕВАТЕЛЬ И РАСЧЕТ ПРОГРАММЫ ЕГО ВЫПУСКА

Тотоев Р.А. - студент, Дрюк В.А. - к.т.н., доцент

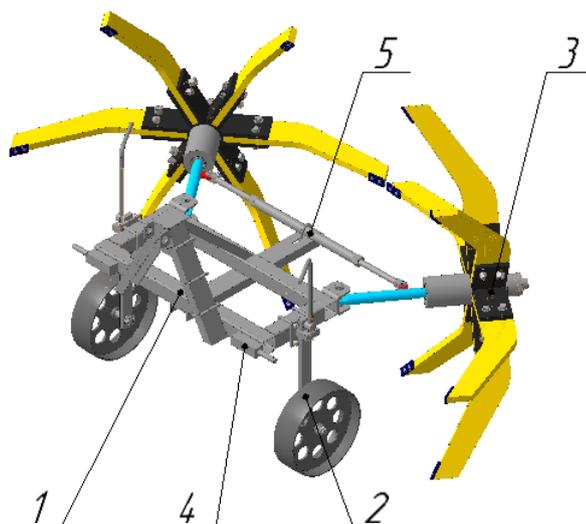
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Цель работы: снизить энергоёмкость процесса и повысить качество рыхления и щелевания почвы.

Ротационные машины способны работать на эрозионно-опасных участках и склонах. В принципе работы роторного щелевателя лежит основа чизельного плуга. Обработка почвы глубокорыхлителем (чизелевание) является новым технологическим приемом, позволяющим увеличить глубину основной обработки почвы до 50% по сравнению с обработкой традиционными лемешными отвальными плугами и глубокорыхлителями. Чизелевание так же, как и безотвальную обработку, проводят на глубину до 45см чизельным плугом с рыхлительными или стрельчатыми лапами, установленными с недорезом пласта по ширине захвата.

Однако, такая обработка не позволяет надежно изолировать отдельные объемы воды, так как перемычки очень быстро разрушаются. Наилучшим способом закладки щелей является их прерывание с оставлением неразрушенной почвы между щелями.

Двухроторный щелеватель (рисунок 1) состоит из сварной рамы 1 с закрепленными на ней опорными колесами 2, для регулировки глубины входа ножа в почву, при помощи скоб. К раме приварены крепления, к которым шарнирно присоединены роторы 3 и крепления 4 для трехточечного присоединения к МТА. Так же к раме приварен швеллер, на котором закреплена стяжка 5 для регулировки угла атаки.



1- рама, 2- колесо, 3-ротор щелевателя 4 - прицепное устройство

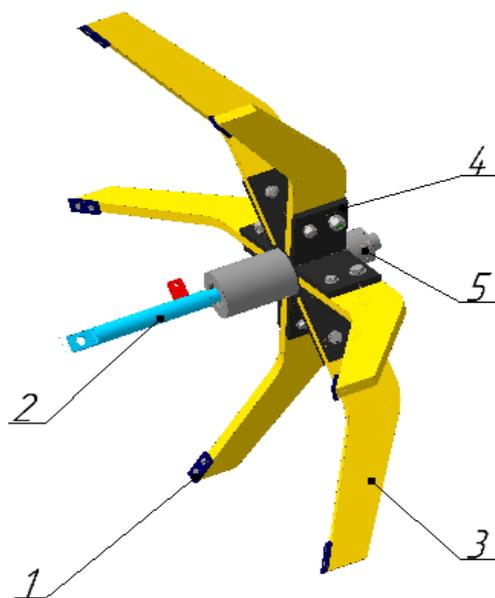
Рисунок 1- Двухроторный щелеватель.

Ротор представляет собой, в соответствии с рисунком 2, вал 2 с корпусом 5, к которому прикреплены пластины 4, на пластине закреплен нож 3 при помощи срезных болтов. В процессе работы при перегрузке на нож один болт будет срезаться, а на другом нож останется висеть. Так же на ноже закреплено долото, для более эффективного разрыхления почвы.

Расчет программы выпуска предлагаемой машины

В Алтайском крае самая большая площадь пашни РФ (6.5 млн.га)

Для того чтобы определить сколько потребуется роторных щелевателей для Алтайского края, проанализируем поля под вспашку и посев.



1-долото, 2-ось, 3-стойка, 4-пластина, 5-ступица

Рисунок 2 -Рабочий орган роторного щелевателя (ротор щелевателя)

XIV Всероссийская научно-техническая конференция
студентов, аспирантов и молодых учёных «Наука и молодежь»,
посвященная 75-летию АлтГТУ

Таблица 1. Осредненные характеристики коллективных и КФХ укрупненных агроклиматических зон Алтайского края (на 2006 г.)

Структура пашни	Зоны края		
	Западно-Кулундинская	Восточно-Кулундинская, Приалейская, Приобская	Бийско-Чумышская, Присалаирская, Приалтайская
1. Коллективные хозяйства			
Средняя площадь пашни, га	13808	8555	7054
Площадь посева зерновых, га	5889	4982	3528
Количество хозяйств, шт.	38	286	218
2. Размеры полей			
Средняя площадь, га	99	225	209
Средняя длина гона, м	2328	2067	1959

Таблица 2. Агроклиматические показатели укрупненных агроклиматических зон Алтайского края

Агроэкологические показатели	Зоны края		
	Западно-Кулундинская	Восточно-Кулундинская, Приалейская, Приобская	Бийско-Чумышская, Присалаирская, Приалтайская
1. Доля пашни с уклоном до 1 , %	99,0	80,2	51,1
2. Доля пашни с уклоном 2-10 , %	1,0	19,8	48,9

Проведем расчет производительности двухроторного щелевателя

$$P_{cm} = 0,1 \cdot V_p \cdot v_p \cdot T_{cm} \cdot k_T, \text{ га/смену} \quad [1]$$

где 0,1 – переводной коэффициент, дающий размерность производительности в гектарах;

V_p – рабочая ширина захвата агрегата, 2,8 м;

v_p – рабочая скорость движения агрегата, км/ч:

$$v_p = v_T \cdot \epsilon_n, \text{ км/ч} \quad [2]$$

где v_T – теоретическая скорость движения агрегата на установленной для данного вида работ передаче, 4,1 км/ч;

ϵ_n – коэффициент, характеризующий потери на буксование и извилистость хода, 0,9;

T_{cm} – продолжительность рабочей смены, 8 часов;

k_T – коэффициент использования рабочего времени, 0,8.

$$V_p = 4,1 \cdot 0,9 = 3,69 \text{ км/ч}$$

$$P_{cm} = 0,1 \cdot 2,8 \cdot 3,69 \cdot 8 \cdot 0,8 = 6,6 \text{ га/смену}$$

$$P_{\text{час}} = 1,03 \text{ га/ч}$$

XIV Всероссийская научно-техническая конференция
студентов, аспирантов и молодых учёных «Наука и молодежь»,
посвященная 75-летию АлтГТУ

Рассчитаем территорию пашни с уклоном 2-10% по Алтайскому краю, воспользовавшись таблицей 1 и таблицей 2

$$П_{2-10\%} = S_{\text{ср}} \cdot D_{\text{п}}, \quad [3]$$

где $S_{\text{ср}}$ - средняя площадь пашни, га
 $D_{\text{п}}$ - доля пашни с уклоном 2-10%,

$$П_{2-10\%} = 29417 \cdot 69,7/100 = 20503,65 \text{ га}$$

Рассчитаем сколько потребуется щелевателей на территорию пашни с уклоном 2-10% по Алтайскому краю за месяц

$$N_{\text{м}} = П_{2-10\%} / t_{\text{мес.}} = 20503,65 / 240 = 85,4 \text{ шт.}, \text{ принимаем } 85 \text{ шт.} [4]$$

Из всего этого следует, что для Алтайского края потребуется 85 роторных щелевателей, чтобы прощелевать все пропашные земли в крае за один месяц.

Предложенный двухроторный щелеватель имеет следующие преимущества существующими: щели в почве нарезаются прерывисто с оставлением неразрушенной почвы, что существенно увеличивает задержание влаги в почве, так как перемычки между щелями прочнее, но в тоже время почва будет разрыхлена.

Список литература

1. Обработка почвы. [интернет ресурс]. http://www.agro-sistema.ru/index.php?option=com_content&view=article&id=160:obrabotka-rochvyu&catid=28:mehanizaciya&Itemid=141 (дата обращения: 10.04.17).
2. Яковлев В.Т. Основы проектирования и расчет ротационных почвообрабатывающих машин. [Текст] Учебное пособие / Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова.-Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2006 г., с.105.
3. Роторный щелеватель [интернет ресурс]. Электронная библиотека АлтГТУ http://new.elib.altstu.ru/diploma/download_vkr/id/6176 (дата обращения: 10.04.17).

САДОВАЯ МИНИФРЕЗА С ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОСЬЮ ВРАЩЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

Угрюмов Е.В. – студент, Дрюк В.А. – к.т.н., доцент

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Актуальность темы. Одной из важнейших задач возделывания культур на дачных участках является вспашка почвы. Вспашка почвы ручными фрезами с приводом от электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания является лидером в решении вопроса весенней, летней и осенней обработки почвы на малых участках без возможности использования трактора.

При использовании почвенной минифрезы возможно рыхление почвы от 2 до 18 см, формирование грядок, окучивание и обработка целины.

Цель работы – облегчение конструкции минифрезы.

Объект исследования – электрокультиватор типа «ЛопЛош».

Устройство и принцип работы предлагаемой конструкции минифрезы с вертикальной осью вращения рабочих органов.

В настоящее время для обработки почвы на дачах, огородах и других малых участках используются мотокультиваторы. У подавляющего большинства из них рабочий орган вращается на горизонтальном валу, однако существуют и такие культиваторы (минифрезы) у которых рабочий орган обрабатывает почву вращаясь на вертикальном валу. Вертикальное расположение вала позволяет менять глубину обработки в большем диапазоне, в том числе без потери качества. Путём подбора фрез, можно выбрать глубину обработки.

Садоводы и огородники все чаще переходят на природную или органическую обработку огорода. Нож мульчер заглубляется в почву на 1- 2 см, и обрабатывает зелёную массу, сохраняя полезную микрофлору. Это положительно сказывается на структуре почвы и содержании в ней питательных веществ, требующихся для выращивания овощей и других культур.

Электрокультиватор типа ЛопЛош [1] сконструирован так, что при работе оператор движется назад. Это позволяет передвигаться по не обработанной почве, что облегчает движение оператора.

На базе данного культиватора разработана конструкция минифрезы, представленная на рисунке 1.

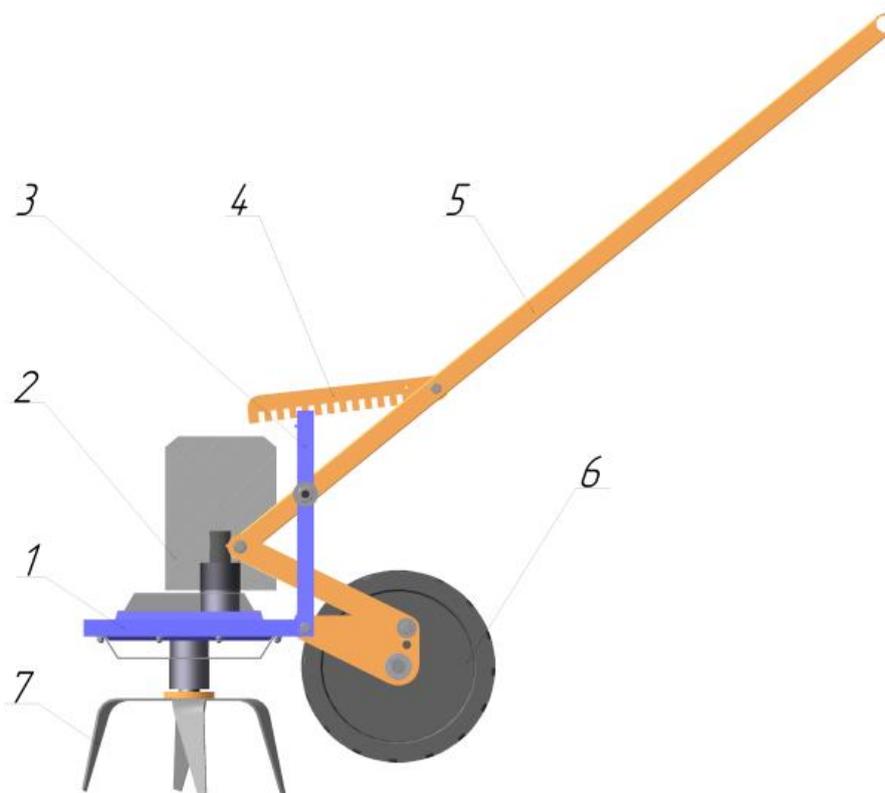
На культиватор устанавливаются два ножа по краям, либо один нож по центру. Крайние ножи необходимы для обработки почвы на глубину до 16 см, вращение ножей происходит в противоположные стороны со скоростью 300 об/мин. Синхронное вращение ножей с минимальным сдвигом левого ножа относительно правого позволяет сбалансировать усилие, возникающие при обработке почвы, и избавиться от смещения аппарата в боковом направлении движения. Центральный нож – мульчер, необходим для измельчения зеленой массы с заглублением в почву до 2 см при скорости вращения 1000 об/мин. [2]

Конструкция имеет два опорных колеса, необходимых для удобства контроля глубины обработки и перемещения при работе.

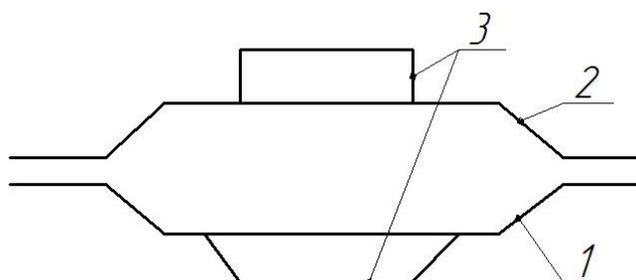
Конструкцию редуктора предлагается выполнить из четырех частей изготовленных из листового металла (рисунок 2).

Плиты 1 и 2 - представляют собой корпус редуктора, усилители 3 необходимы для увеличения жесткости конструкции корпуса редуктора.

Данная конструкция корпуса редуктора позволяет снизить массу редуктора на 30%, по сравнению с конструкцией без усилителей 3.



1 – редуктор; 2 – двигатель; 3 – рама; 4 – фиксатор; 5 – рукоять;
6 – опорное колесо; 7 – рабочий орган
Рисунок 1 – Пространственная модель минифрезы (без кожухов).



1 – нижняя плита корпуса; 2 – верхняя плита корпуса; 3 – усилители
Рисунок 2 – Схема конструкции корпуса редуктора

Работает почвообрабатывающая минифреза следующим образом (рисунок 1). Рукоять 5 выводится из фиксации и опускается вниз из транспортного положения в рабочее, фиксируется ее положение фиксатором 4, запускается двигатель. После заглубления ножей в почву, необходимо тянуть минифрезу за рукоять на себя двигаясь назад. При завершении работы вывести ножи из почвы, заглушить двигатель, перевести рукоять из рабочего положения в транспортное, и зафиксировать. В таком положении можно перемещать ее к месту хранения.

Список литературы

1. Лоплош и огород [Электронный ресурс]. URL: <http://www.loplosh.ru/article/articles-about-loplosh/loplosh-and-garden.html> (дата обращения: 15.03.17) - Загл. с экрана.

2. Халанский, В.М. Расчет сельскохозяйственных машин [Текст]: учеб. для вузов / В.М. Халанский, И.В. Горбачёв. - М.: Колос, 2003. - 624с.

РАМА ОДНОРЯДНОГО КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА
Фомченков А.С. – студент гр. ТТС-22, Дрюк В.А. – к.т.н., доцент каф. НТТС
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Цель работы: разработка рамы однорядного картофелеуборочного комбайна, которая позволит создать машину с повышенной эффективностью уборки картофеля.

Актуальность: В настоящее время государством принята политика импортозамещения и наряду с высокой стоимостью валют, а так же введением санкций против РФ возникает незаполненная ниша в рынке картофелеуборочных комбайнов. В настоящее время отсутствуют предложения по продаже отечественных картофелеуборочных комбайнов современного технического уровня [1]. Конструкции комбайнов советского периода не соответствуют современным требованиям к ним. Такая важная отрасль как сельскохозяйственное машиностроение должна активно развиваться с применением современных технологий и оборудования с целью производства качественных и технологичных комбайнов отечественного производства.

Объект исследования: рама однорядного картофелеуборочного комбайна.

Поскольку картофель является одной из наиболее популярных сельскохозяйственных культур, процесс уборки урожая трудно себе представить без использования специальной техники. Картофелеуборочный комбайн это самая необходимая техника при сборке урожая картофеля. Применение механизированных способов сбора овощей существенно облегчает жизнь рядовых фермеров, позволяя экономить временные и трудовые затраты. Подобная техника широко используется на крупных сельскохозяйственных предприятиях. И если самым популярным является применение зерноуборочных комбайнов, то появление картофелеуборочной техники, а также, например, комбайнов для ягод, означает механизирование значительной части сельскохозяйственных работ.

Ныне существующие конструкции комбайнов отечественного производства не могут порадовать потребителя полной автоматизацией и достаточно высокой механизацией уборки картофеля. Комбайны, производимые в России имеют малую производительность и меньшее качество сепарации корнеплодов. Существует множество удачных примеров комбайнов иностранного производства, которые позволяют получить на выходе качественную продукцию.

Проектирование картофелеуборочного комбайна является одним из подготовительных этапов для начала производства комбайнов. Проектирование комбайна начинается с разработки кинематической схемы и схемы привода рабочих органов. Одним из наиболее важных элементов комбайна является его рама, которая соединяет в одно целое все рабочие органы и узлы, входящие в его состав. Предлагаемая конструкция рамы является пространственной [2]. Рама позволяет разместить на себе рабочие органы в два яруса, тем самым уменьшив длину комбайна. Рама имеет крепления для установки подкапывающей части состоящей из подкапывающего барабана с дисками, первого сепарирующего транспортера, второго сепарирующего транспортера, редкопруткового транспортера и наклонной горки. Имеется крепление для установки барабанного элеватора, который будет поднимать очищенные корнеплоды на второй ярус комбайна. На втором ярусе расположены наклонная горка, переборочный стол, транспортер примесей, транспортер загрузки бункера и бункер. Так же второй ярус оборудован площадкой для работы переборщиков. [3]

Такая конструкция рамы позволит установку гидрооборудования которое, существенно облегчит эксплуатацию комбайна и уменьшит его массу.

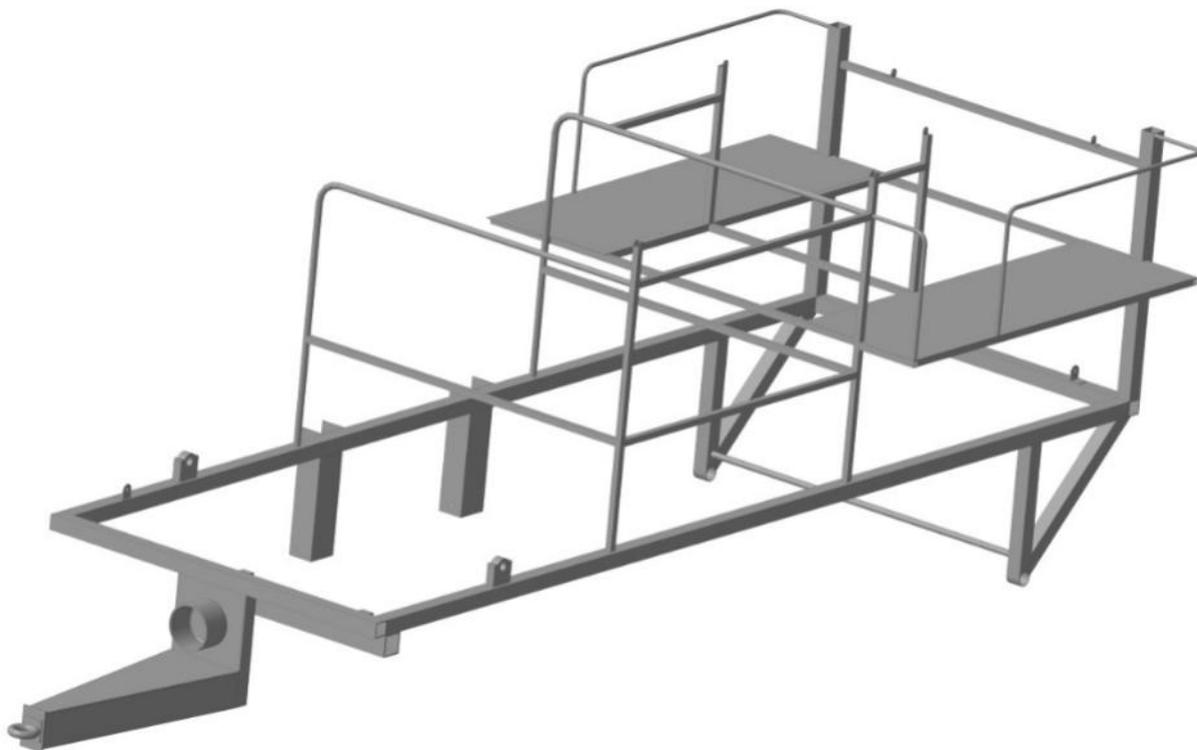


Рисунок 1 – Предлагаемая рама однорядного картофелеуборочного комбайна.

Применение картофелеуборочного комбайна спредлагаемой конструкцией рамы позволит повысить качество убираемых корнеплодов либо отказаться от использования импортной техники и составить ей конкуренцию на мировом рынке картофелеуборочной техники.

Список литературы

1. Агротехнические требования к картофелеуборочным машинам [Электронный ресурс]. URL: <http://www.rusarticles.com/gruzovye-avto-statya/agrotexnicheskie-trebovaniya-k-kartofeleuborochnym-mashinam-2744059.html> (дата обращения: 5.03.17) - Загл. с экрана.
2. Картофелеуборочный комбайн: пат. 2341950 Рос. Федерация: МПК А01D17/00 / Максимов Л.М., Максимов П.Л., Максимов Л.Л., Малков М. Н., Шкляев К.Л., Романов А.П.; заявитель и патентообладатель Максимов Л. М. - № 2007104163/12; заявл. 20.08.2008; опубл. 27.12.2008, Бюл. № 36– 1 с: 1 Ил.
3. Расчет рам на статические и динамические нагрузки [Электронный ресурс]. URL: <http://rep.bntu.by/bitstream/handle/data/777/%1EA=>2= >9%20B5:AB?sequence=1> (дата обращения: 10.04.17) - Загл. с экрана.

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА С
ШАРНИРНОЙ РАМОЙ В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

Нагорных Е.М. - аспирант, Поддубный В.И. – д.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Значительное влияние на качественные и количественные показатели колесных сельскохозяйственных машин оказывает их практическая устойчивость и управляемость. Одним из способов повышения устойчивости и управляемости является использование автоматических систем управления на основе ГЛОНАСС/GPS навигации [1]. При разработке алгоритма управления движением колесных сельскохозяйственных машин используется их механико-математические модели. Математические модели являются базой для разработки управления трактором с использованием теории автоматического регулирования.

В данной статье приводится математическая модель движения колесного трактора с шарнирной рамой в горизонтальной плоскости. Для разработки модели колесного трактора применяются дифференциальные уравнения плоскопараллельного движения твердого тела по горизонтальной поверхности[2]:

$$\begin{aligned}m * \ddot{x}_c &= \sum F_{ix}, \\m * \ddot{y}_c &= \sum F_{iy}, \\J_c * \varepsilon &= \sum M_{ic} |\vec{F}_i|\end{aligned}$$

В формулах использованы следующие обозначения: m - масса, \ddot{x}_c, \ddot{y}_c – проекции ускорения центра масс передней секции трактора, $\sum F_{ix}, \sum F_{iy}$ – сумма проекции сил на ось x , y – соответственно, $\sum M_{ic} |\vec{F}_i|$ - сумма моментов сил центра масс передней оси трактора, ε – угловое ускорение, J_c - момент инерции центра масс передней секции трактора, L - ширина колеи трактора, α - угол слома рамы, $\dot{\phi}$ - угловая скорость передней части трактора, $\dot{\phi} + \dot{\alpha}$ - угловая скорость задней части трактора, \dot{x}, \dot{y} - проекции скорости центра масс передней секции.

На рисунке 1 представлена кинематическая схема плоского движения трактора с шарнирной рамой.

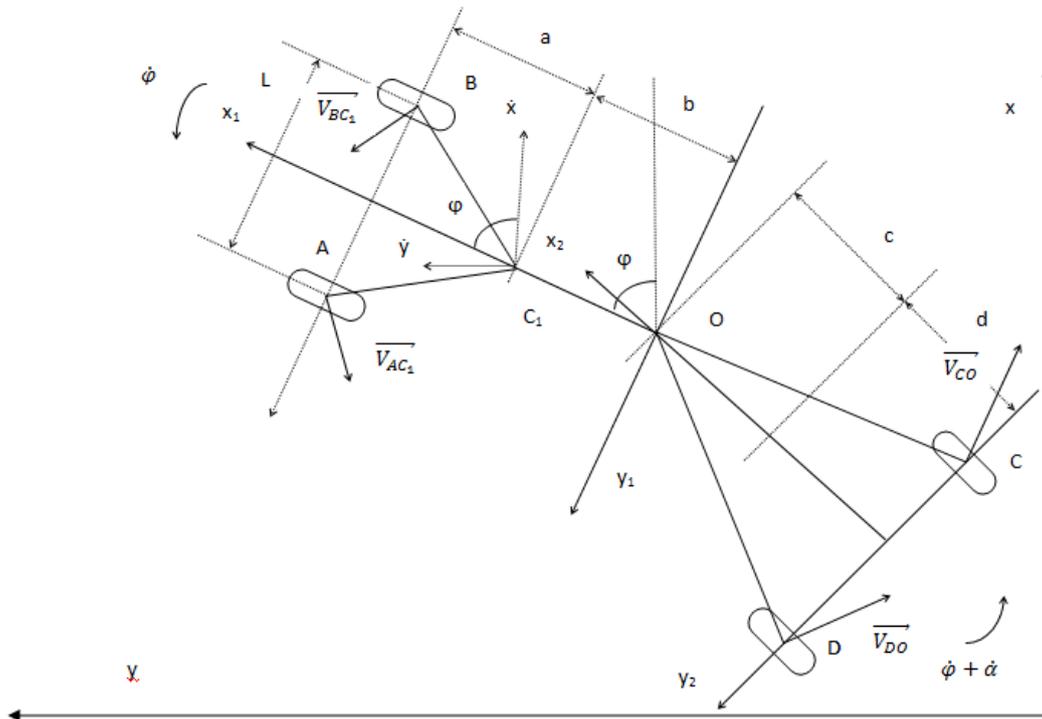


Рисунок 1 - Кинематика плоского движения колесного трактора с шарнирной рамой
 Центр масс для передней секции трактора будет в точке C_1 , для задней секции трактора это будет точка O , эта точка которая расположена и в передней секции, и в задней секции. Применив теорему о скоростях при плоском движении, составим векторные уравнения скоростей центров колес трактора:

$$\begin{aligned} \overline{V}_A &= \overline{V}_{C_1} + \overline{V}_{AC_1}, & \overline{V}_B &= \overline{V}_{C_1} + \overline{V}_{BC_1}, \\ \overline{V}_C &= \overline{V}_O + \overline{V}_{CO}, & \overline{V}_D &= \overline{V}_O + \overline{V}_{DO}. \end{aligned}$$

Теперь можно выразить точку O через точку C_1 : $\overline{V}_O = \overline{V}_{C_1} + \overline{V}_{OC_1}$.

Уравнение для векторов скоростей центров колес задней секции трактора принимают вид:

$$\overline{V}_C = \overline{V}_{C_1} + \overline{V}_{OC_1} + \overline{V}_{CO}, \quad \overline{V}_D = \overline{V}_{C_1} + \overline{V}_{OC_1} + \overline{V}_{DO}.$$

Скорость на отрезке определяется как угловая скорость на отрезок:

$$\begin{aligned} \overline{V}_{C_1} &= \dot{x} + \dot{y}, & V_{OC_1} &= \dot{\varphi} * b, \\ V_{AC_1} &= \dot{\varphi} * AC_1, & V_{BC_1} &= \dot{\varphi} * BC_1, \\ V_{DO} &= (\dot{\varphi} + \dot{\alpha}) * OD, & V_{CO} &= (\dot{\varphi} + \dot{\alpha}) * OC, \\ \overline{V}_A &= \dot{x} + \dot{y} + \dot{\varphi} * \overline{AC_1}, & \overline{V}_B &= \dot{x} + \dot{y} + \dot{\varphi} * \overline{BC_1} \end{aligned}$$

После проецирования векторных уравнений на подвижные оси x_1 и y_1 и уравнений на оси x_2 и y_2

$$\begin{aligned} V_{Ax_1} &= \dot{x} * \cos \varphi + \dot{y} * \sin \varphi - \frac{L}{2} * \dot{\varphi}, \\ V_{Ay_1} &= \dot{y} * \cos \varphi - \dot{x} * \sin \varphi - a * \dot{\varphi} \\ V_{Bx_1} &= \dot{x} * \cos \varphi + \dot{y} * \sin \varphi - \frac{L}{2} * \dot{\varphi}, \\ V_{By_1} &= \dot{y} * \cos \varphi - \dot{x} * \sin \varphi - a * \dot{\varphi} \\ V_{Cx_2} &= \dot{x} * \cos(\varphi + \alpha) + \dot{y} * \sin(\varphi + \alpha) - \dot{\varphi} * b * \sin \alpha + \frac{L}{2} * (\dot{\varphi} + \dot{\alpha}) \\ V_{Cy_2} &= -\dot{x} * \sin(\varphi + \alpha) + \dot{y} * \cos(\varphi + \alpha) - \dot{\varphi} * b * \cos \alpha + (c + d) * (\dot{\varphi} + \dot{\alpha}) \end{aligned}$$

$$F_{\text{движ } D_x} = F_{\text{движ } D} * \cos(\varphi - \alpha - \delta_D) \qquad F_{\text{движ } D_y} = F_{\text{движ } D} * \sin(\varphi - \alpha - \delta_D)$$

Уравнение плоского движения можно записать в виде:

$$\begin{aligned} m * \ddot{x}_c &= F_{\text{сопр } Ax} + F_{\text{сопр } Bx} + F_{\text{движ } D_x} + F_{\text{движ } Cx} + F_{\text{бок } Ax} + F_{\text{бок } Bx} + F_{\text{бок } Dx} + F_{\text{бок } Cx} = \\ & - F_{\text{сопр } A} * \cos(\varphi - \delta_A) - F_{\text{сопр } B} * \cos(\varphi - \delta_B) + F_{\text{движ } C} * \cos(\varphi - \alpha - \delta_C) + \\ & F_{\text{движ } D} * \cos(\varphi - \alpha - \delta_D) - F_{\text{бок } A} * \sin \varphi - F_{\text{бок } B} * \sin \varphi - \\ & - F_{\text{бок } C} * \sin(\varphi - \alpha) - F_{\text{бок } D} * \sin(\varphi - \alpha), \\ m * \ddot{y}_c &= F_{\text{сопр } Ay} + F_{\text{сопр } By} + F_{\text{движ } D_y} + F_{\text{движ } Cy} + F_{\text{бок } Ay} + F_{\text{бок } By} + F_{\text{бок } Dy} + F_{\text{бок } Cy} = -F_{\text{сопр } A} * \\ & \sin(\varphi - \delta_A) - F_{\text{сопр } B} * \sin(\varphi - \delta_B) \\ & + F_{\text{движ } C} * \sin(\varphi - \alpha - \delta_C) + F_{\text{движ } D} * \sin(\varphi - \alpha - \delta_D) + \\ & F_{\text{бок } A} * \cos \varphi + F_{\text{бок } B} * \cos \varphi + F_{\text{бок } C} * \cos(\varphi - \alpha) + F_{\text{бок } D} * \cos(\varphi - \alpha) \\ J_c * \varepsilon &= (F_{\text{бок } A} + F_{\text{сопр } A} * \sin \delta_A + F_{\text{бок } B} + F_{\text{сопр } B} * \sin \delta_B) * a + (F_{\text{сопр } A} * \cos \delta_A - F_{\text{сопр } B} * \\ & \cos \delta_B) * \frac{L}{2} - (F_{\text{бок } C} + F_{\text{бок } D} - F_{\text{движ } C} * \sin \delta_C - F_{\text{движ } D} * \sin \delta_D) * (c + d + b * \cos \alpha) - \\ & F_{\text{движ } D} * \cos \delta_D * \left(\frac{L}{2} - b * \sin \alpha\right) + F_{\text{движ } C} * \cos \delta_C * \left(\frac{L}{2} + b * \sin \alpha\right) \end{aligned}$$

Предложенные уравнения движения являются основой для создания программного обеспечения, позволяющего имитировать на ЭВМ управление движением колесного трактора с шарнирной рамой.

Список литературы

1. Павлюк А.С., Поддубный В.И. Теоретические основы управляемого движения колесных машин: Монография. Б:Издательство АлтГТУ - 2010 - 237 с.
2. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: Учебник для ВУЗов. М:Высшая школа - 1986- 415 с.

ТЕХНОЛОГИЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ И РЕМОНТА СИСТЕМ БЕЗОПАСНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ

Новикова М. А. – студент, Левин В. Ф. – к.т.н., доцент

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

С каждым годом количество новых автомобилей на рынке продаж увеличивается. Появляются новые технологии, которые внедряются в автомобилестроение. Выпуск автомобилей, с каждым годом растет в 2016 году, количество выпущенных автомобилей в мире возросло до 89,9 млн. единиц. Каждую минуту в стране происходят дорожно-транспортные происшествия. Садясь за руль, каждый водитель уверен, что вовремя сможет предотвратить и среагировать на ситуацию. Но даже самый опытный водитель способен совершить ошибку на дороге. Поэтому порой к определенным стечениям обстоятельств автолюбитель абсолютно не готов. К счастью, автомобиль умеет держать удар. И чем новее модель, тем совершеннее ее конструкция, а значит, шансы смягчить последствия только увеличиваются.

Пассивной безопасностью – называется совокупность конструктивных и эксплуатационных свойств автомобиля, которые срабатывают в момент столкновения, когда средства активной безопасности, не помогли избежать аварии. Подушки, ремни, детские удерживающие устройства, конструктивные особенности кузова и салона — все должно правильно сработать в роковую миллисекунду.

При неисправности системы безопасности автомобиля (SRS / Airbag), загорается индикатор, сигнализирующий о неисправности данной системы. Индикатор загорается при включении зажигания - так блок проверяет работоспособность системы в автомобиле. Если

система безопасности исправна – индикатор погаснет через несколько секунд (6 секунд) или после того, как двигатель автомобиля запустится.

Далее следует понять, в чем причина неисправности. Система состоит из множества компонентов, датчиков, подушек и т.д., поэтому неисправность может крыться в любом из них. Нормой появления ошибки является срабатывание подушек, т.е. после возникновения аварийной ситуации, т.к. память электронного блока содержит в себе информацию о столкновении. Ошибка будет гореть до тех пор, пока не будет произведена замена подушек.

Некоторые причины возникновения ошибки:

- 1) Модуль системы перестал получать сигнал от датчиков, подушек, ремней и др.
- 2) Замок ремня безопасности оснащен датчиком, который отслеживает, пристегнут водитель/пассажир ремнем безопасности.
- 3) Плохой контакт, плохо подключены разъемы.
- 4) Неисправны или повреждены датчики удара.
- 5) Попадание влаги на контакты, которым она противопоказана.
- 6) Нарушен контакт в дверях. При замене дверей или ремонте, было отсоединение разъемов при включенном питании. Также приводят к ошибкам.
- 7) Неисправности управляющего модуля.
- 8) Неисправные предохранители.
- 9) Замена кресел или приборной панели.
- 10) Замена рулевого колеса.

Диагностика системы безопасности на примере автомобиля Nissan Qashqai.

1. На панели приборов горит ошибка SRS/Airbag.
2. Просканировав сканером, выявляется ошибка: [B1054 DRIVERAIRBAGMODULE [OPEN]]. Ошибка подушки безопасности водителя. Демонтировав руль, выявляется, что произошел обрыв одного из 4 - х проводов подушки безопасности водителя в рулевом колесе.

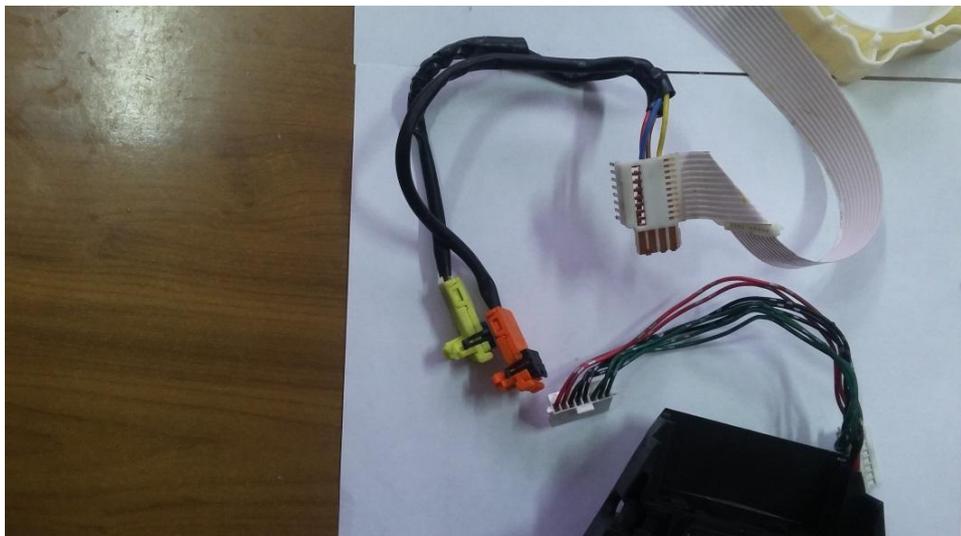


Рисунок 1 – Провода подушки безопасности водителя

3. Прозвонить все контакты спирального провода с помощью мультиметра.

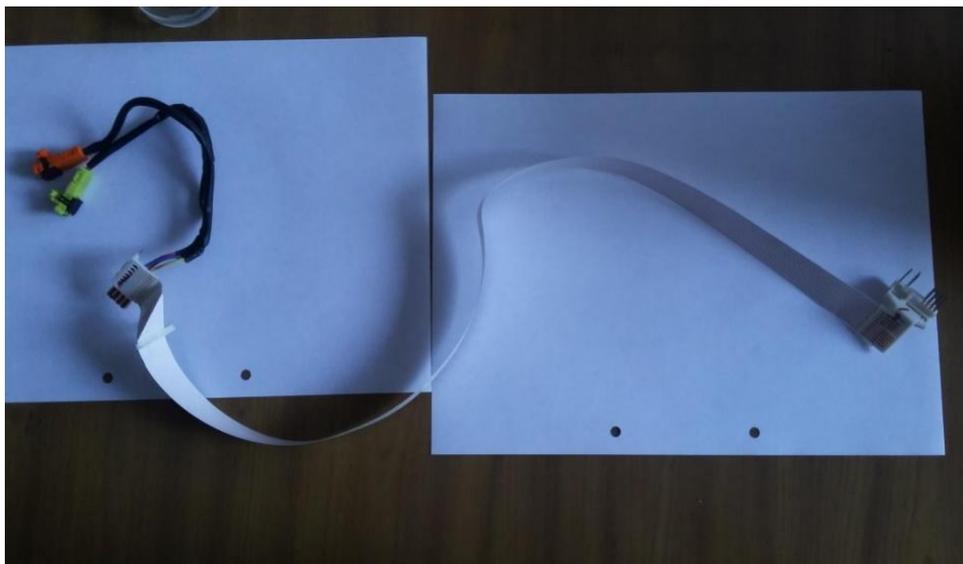


Рисунок 2 – Спиральный провод

4. Контакты не подают сигнал в месте перегиба провода.

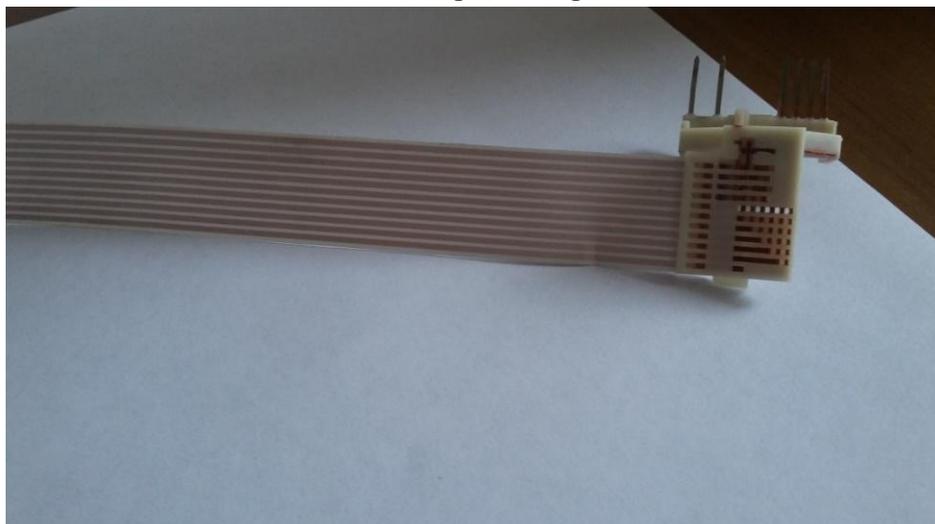


Рисунок 3 – Место обрыва сигнала

В данном месте пропадает сигнал от подушки безопасности водителя и выявляется ошибка. Спиральный провод полностью заменен на новый. Ошибка устранена.

Список литературы

1. Хернер А., Риль Х – Ю. Автомобильная электрика и электроника. Перевод с нем. ЧМП РИА «СММ – Пресс». – М.: ООО «Издательство «За рулем» 2013.-624 с.:ил.
2. Столкновение с неизбежным [Электронный ресурс]: Электронный ресурс. – Режим доступа:<http://info.drom.ru/misc/48663/> - Загл. с. экрана.
3. Почему горит Airbag [Электронный ресурс]: Электронный ресурс. – Режим доступа:<http://avtopulsar.ru/zagorelsya-airbag-srs-prichiny-i-sposoby-ustraneniya/> - Загл. с. экрана.

ТЕХНОЛОГИЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ С CAN-ШИНОЙ

Дорохин С.А. – студент, Левин В.Ф. – к.т.н., доцент

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Бортовая электроника современного автомобиля в своем составе имеет большое количество исполнительных и управляющих устройств.

С начала 1960 года, автопроизводители непрерывно улучшали электронику своих автомобилей. Технологически прогрессивные автомобили становились более сложными, так как электронные компоненты заменяли механические системы и создавали дополнительный комфорт, удобство и повышали характеристики безопасности. До того как была выпущена ControllerAreaNetwork (CAN) шина, автомобили имели большое количество проводки, которая была необходима для соединения различных электронных компонентов.

Первый автомобиль с шиной CAN был представлен в 1986 году - это BMW 850 Coupe. За счет использования данной шины в автомобиле было использовано проводки короче на 2 километра, общий сброшенный вес составил 50 кг. Впервые, каждый из автомобильных систем и датчиков, получили соединение на очень высокой скорости (25Kbit/c - 1Mbit/c) на одинарном или вдвоенном проводе линии соединения.

Система CAN состоит из нескольких элементов: Кабель "К", блок управления, модуль системы CAN, трансиверы, провода высокого и низкого сигналов. С помощью этих элементов каждый электронный блок в автомобиле может получить необходимую ему информацию о других блоках и системах. Например, блок управления ABS передает сигналы через систему CAN к блоку управления двигателем, комбинации приборов. Система CAN может быть выполнена одной из нескольких технологий соединения: круговая, звезда и линейная.

Проверка системы осуществляется при помощи таких приборов как диагностический сканер, осциллоскоп, мультиметр. Также очень важно иметь в своём распоряжении специальные данные по автомобилю (электрические схемы, подробное описание системы передачи данных и т.д.), во избежание разрыва сетевого единства автомобиля. Правильные протекающие сигналы возможно определить осциллографом, выведением высокого и низкого сигналов на экран. Правильный сигнал представлен на рисунке ниже.



Рисунок 1 – Форма высокого и низкого сигнала CAN - шины

Сканер позволит определить вид неисправности, в этом случае, электронный блок укажет код ошибки. Мультиметр или омметр позволит убедиться в целостности проводников.

Список литературы

1. Шапошников Ю.А. Технологические процессы технического обслуживания и ремонта автомобилей: учебное пособие для студентов автотранспортных специальностей / Ю.А. Шапошников, В.Ф. Левин - Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2012 г. - 74 с.
2. Ютт В.Е. Электронные системы управления ДВС и методы их диагностирования: учебное пособие для вузов / В.Е. Ютт, Г.Е. Рузавин. - М.: Горячая линия-Телеком, 2007. - 104 с. ил.
3. МАДИПРОФессисонал [Электронный ресурс]: – Электронный ресурс. – Режим доступа: <http://www.madipro.ru/carman-scan-VG.html> – Загл. с экрана.
4. Эскор, хайтек-магазин [Электронный ресурс]:–Электронный ресурс. – Режим доступа: http://escor.ru/catalog/multimetry/mastech_ms8261/ – Загл. с экрана.
5. Ulmart [Электронный ресурс]:–Электронный ресурс. – Режим доступа: <https://www.ulmart.ru/goods/730397/> – Загл. с экрана.

ДИСМЕМБРАТОР ЦЕНТРОБЕЖНО-РОТОРНОГО ТИПА ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ПАСТООБРАЗНЫХ КОРМОВЫХ СМЕСЕЙ

Ведяшкин В.И. – студент, Камышов Ю.Н. – к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Актуальность темы. Одним из факторов повышения эффективности производства продукции животноводства является снижение затрат на приготовление корма. Важнейшей операцией кормоприготовительного процесса является измельчение компонентов корма. В настоящее время на животноводческих фермах, комбикормовых заводах, различных перерабатывающих предприятиях широко используются молотковые и ударно-центробежные измельчители. Известные машины не могут сочетать в себе большое количество технологических операций, их общий недостаток – большие габариты, высокая потребляемая мощность, высокие энерго- и ресурсозатраты, невозможность применения в личных подсобных и фермерских хозяйствах.

Получить хороший результат в выращивании сельскохозяйственных животных, а значит и в производстве продукции животноводства возможно лишь при правильной и эффективной организации их кормления кормами высокого качества. При этом большое значение имеет не только сам процесс кормления, но и процесс подготовки кормов к скармливанию, так как он требует сравнительно больших затрат, средств, времени и сил.[1]

На сегодняшний день назрела необходимость создания новых видов измельчителей, более простых в изготовлении, но превосходящих по качественным и экономическим показателям предыдущие образцы с принципиально иным технологическим процессом и способом механического воздействия на продукт измельчения.

Цель работы – повышение эффективности получения кормовых смесей для свиноводства, путем разработки оптимальной конструкции устройства для их приготовления.

Для достижения поставленной цели поставлены следующие задачи:

1. Разработать конструкцию агрегата для приготовления пастообразных кормовых смесей;

2. Провести производственные испытания разработанной конструкции агрегата в крестьянско-фермерском хозяйстве.

Для решения данной проблемы разработана конструкция агрегата для приготовления пастообразных кормовых смесей. Основным назначением универсальногоприготовителя кормовых смесей УПК-65 является нагрев, интенсивное перемешивание и измельчение твёрдых продуктов в жидкой фазе. Все операции проводятся одновременно. Принцип работы основан на образовании мощных вихрей в жидкости с их последующим распадом, в результате которого выделяется тепловая энергия, что позволяет устройству, обходится без дополнительных нагревательных элементов. Какие либо нагревательные элементы в предложенной конструкции отсутствуют, кавитационного износа рабочих органов нет. Универсальный приготовитель жидких кормовых смесей УПК – 65 состоит из опорной рамы, установленного на ней электродвигателя, соединенного посредством ременной передачи с рабочим органом (дисмембратором), посредством которого осуществляется процесс размола и нагрева смеси до заданных температурных параметров, а также бака объемом 65 литров, куда идет загрузка рецептурных составляющих. Схема агрегата представлена на рисунке 1:

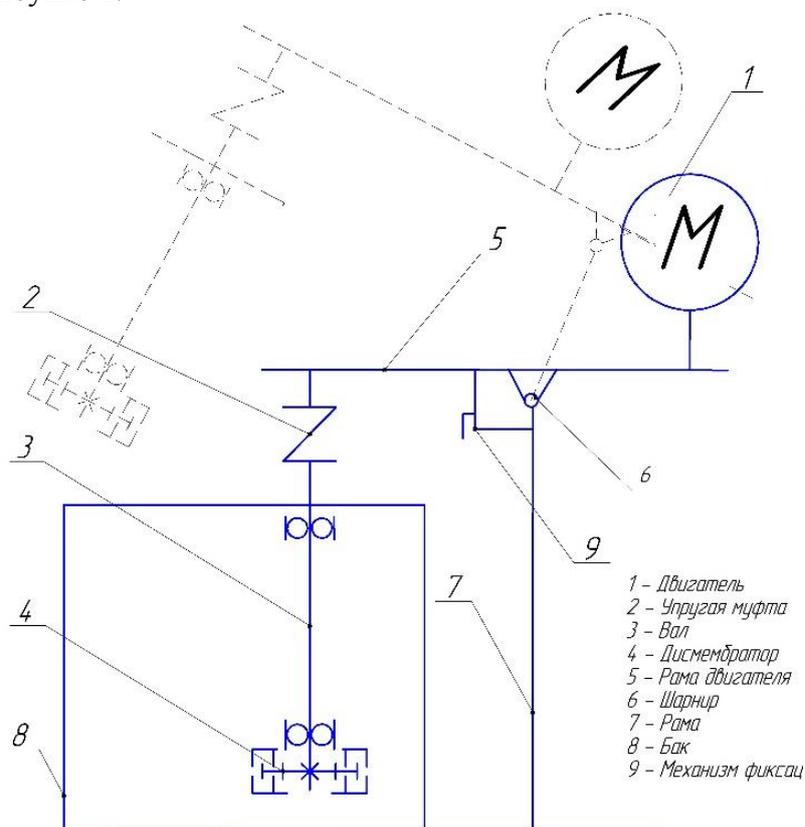


Рисунок 1 – Схема агрегата для получения кормовых смесей

Технические характеристики УПК-65 представлены в таблице 1:

Таблица 1 - Технические характеристики

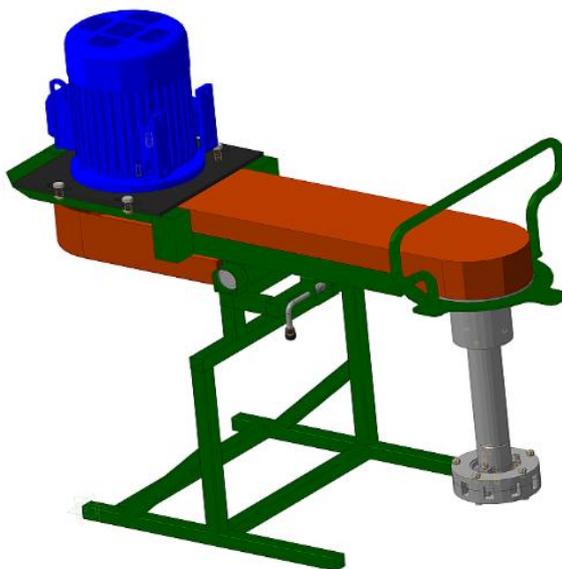
Наименования параметров	Значения параметров
Количество роторов	1
Количество статоров	1
Номинальная частота вращения (дисков) роторов, об/мин	2850
Род тока	переменный трехфазный
Напряжение, В	380

Номинальная мощность, кВт	5
Производительность, л/ч	65
Номинальные габаритные размеры (L×B×H), мм	500x1600x1700
Масса кг	64

Принцип работы дисмембратора заключается в следующем: измельчающий орган находится непосредственно в баке со смесью компонентов корма. При запуске двигателя ротор, находящийся в дисмембраторе, всасывает исходные компоненты через впускные окна. Под действием центробежной силы, возникающей вследствие вращения ротора, перемешиваемая масса устремляется к его периферии через сквозные отверстия между зубчатыми элементами, расположенными по концентрическим окружностям ротора и статоров. При этом зубчатые элементы перемешивают и измельчают смесь. Достигнув периферии дисмембратора, смесь компонентов удаляется через расположенные на ней выпускные окна обратно в бак [2].

Рабочий орган в предлагаемой конструкции агрегата для приготовления пастообразных кормов размещается непосредственно в баке с продуктом, чем обусловлено отсутствие трубопроводов, а значит и предотвращение всевозможных забиваний. [3].

По разработанной конструкторской документации универсальный приготовитель жидких кормовых смесей УПК – 65 (рисунок 2а) изготовлен на производственной базе Инновационно-технологического центра АлтГТУ рисунок 2б:



а) пространственная модель УПК – 65б) разработанная конструкция агрегата УПК – 65
Рисунок 2 - Универсальный приготовитель жидких кормовых смесей УПК – 65

В настоящее время универсальный приготовитель жидких кормовых смесей УПК – 65 проходит производственные испытания в крестьянско-фермерском хозяйстве.

При использовании данного вида кормоприготовителя кормовые смеси готовятся непосредственно в местах выращивания животных на основе зерна ржи, гороха, пшеницы, кукурузы, ячменя и т.д., выращенных в самом хозяйстве.

В отличие от сухого кормления, когда корм усваивается на 30 – 40%, степень усвояемости жидкой кормовой смеси увеличивается до 65 – 85%. Это позволяет окупить оборудование менее чем за 1 год и увеличить рентабельность производства.

Результаты откорма животных пастообразными кормами, приготовленными с использованием УПК - 65 показали:

XIV Всероссийская научно-техническая конференция
студентов, аспирантов и молодых учёных «Наука и молодежь»,
посвященная 75-летию АлтГТУ

1. Высокую эффективность откорма – среднесуточный привес у свиней составил от 0.747 до 0.868 кг.
2. Снижение энергоёмкости приготовления кормов на 30%.
3. Снижение затрат на корма достигает 40% в год.
4. Окупаемость установки составляет менее 1 года.

Список литературы

1. Определение однородности кормовой смеси, полученной с помощью дисмембратора центробежно - роторного типа. Материалы XIII всероссийской научно-технической конференции, студентов, аспирантов и молодых ученых "Наука и молодежь" (апрель 2016г., г.Барнаул-Электронный научный журнал "Горизонты образования".
2. Камышов Ю.Н. Обоснование конструктивных параметров рабочих органов дисмембратора для получения жидких кормовых смесей :Дис. ... канд. тех. наук / Ю.Н.Камышов – Барнаул, 2012. – 243 с.
3. Механоактиватор органического сырья: пат.на промышленный образец 8765. Рос. Федерация, МКПО 15-03 / А.А. Ситников, Е.Н. Нефедов, Камышов Ю.Н., Н.А. Макарова, С.В. Почтер,; заявитель и патентообладатель Алт.гос.техн. ун-т им. И.И.Ползунова.- Заявка 2012502585/12; заявл. Заяв.30.07.2012; опубл. 16.01.2014.

Подсекция ЭНЕРГОМАШИНОСТРОЕНИЕ

**ПЕРСПЕКТИВА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ УГЛЯ МУНАЙСКОГО
МЕСТОРОЖДЕНИЯ В Г. БАРНАУЛ И АЛТАЙСКОМ КРАЕ**

Бородин Р.Г. – студент, Меняев К.В. – доцент, Паутова Е.Е. – ассистент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Алтайская энергосистема длительное время является дефицитной, поскольку производимой в крае электроэнергии не достаточно, чтобы полностью обеспечить потребности населения. Разница покрывается закупками электроэнергии в соседних энергосистемах в объеме до 5 млрд. кВт·ч. что составляет порядка 50% от общего потребления. Все электростанции края – ТЭЦ, производящие как электрическую, так и тепловую энергию. Основным видом топлива на них - уголь. На Барнаульских ТЭЦ-2 и ТЭЦ-3 имеются котлы, работающие на газе, но они подключаются к работе лишь в периоды сильных морозов. Газ на этих ТЭЦ используется как резервный вид топлива [1].

Целью работы является сравнение характеристик бурого угля Мунайского месторождения с Кузнецким и возможность его введения в топливный баланс города Барнаула.

Близость Кузнецкого угольного бассейна определила недостаточность внимания к целенаправленным поискам угля на территории края. При слабой геологической изученности и незначительном объеме подготовленных запасов Алтайский край имеет достаточно высокий прогнозный потенциал. Единственным месторождением, где в настоящее время ведется добыча угля, является Мунайское бурогоугольное месторождение, представленное двумя, горизонтально залегающими на глубине 41–57 м пластами угля средней мощности 10–12 м. Прогнозируемые запасы оцениваются в 400 млн. тонн. Введение данного угля на баланс городских мощностей поспособствовало бы повышению надежности топливоснабжения, сдерживанию роста цен на привозной уголь, повышению налоговых поступлений от зарегистрированных в крае предприятий угледобывающего сектора, увеличению числа занятых в районе. В число положительных факторов можно так же отнести возможное снижение потребления газа. Его хоть и легко сжигать, но это довольно дорогой вид топлива, запасы которого к тому же не столь существенны.

Таблица 1 – Характеристики топлив

Характеристика	Ед. изм.	Мунайский Б	Кузнецкий Д
Влажность, W^f	%	28	11,5
Зольность, A^f	%	15,7	15,9
Выход летучих, V^{daf}	%	43	40
Низшая теплота сгорания, Q_i^f	МДж/кг	15,3	21,9
Содержание серы	%	0,4	0,4
Содержание азота	%	0,9	1,9

Как видно из таблицы 1, уголь с Мунайского месторождения несколько уступает углю кузнецкого бассейна, но переход электростанций на сжигание алтайского угля возможен при усовершенствовании системы топливо-приготовления для обеспечения подсушки топлива.

Сдерживающим фактором является то, что месторождение недостаточно разведано, геологические условия очень сложные и очень тяжело спланировать экономику. Для полноценной разработки такого проблематичного с точки зрения добычи и сбыта бурого угля должна быть подъездная железная дорога. Одним из возможных решений проблемы транспортировки должен стать инвестиционный проект, который одобрило Министерство регионального развития РФ, на строительство на прилегающей к разрезу территории

Алтайской конденсационной электростанции мощностью 660 МВт [2].

Вывод: Применение бурого Мунайского угля экономически целесообразно для восточных районов Алтайского края. Развитие собственной ресурсной базы на основе Мунайского месторождения бурого угля способствует росту годовой добычи с 0,5 млн. т до 2 млн. т. По прогнозам, это позволит обеспечить потребности в угле восточных районов Алтайского края, а в отдаленной перспективе - потребности новой крупной электростанции мощностью более 600 МВт в Солтонском районе.

Список литературы

1. Меняев К. В. Тепловые электрические станции: Учебное пособие / Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова.- Барнаул : Изд-во АлтГТУ, 2015.- 121 с.

2. Администрация Алтайского края. Постановление об энергетической стратегии Алтайского края на период до 2020 года. http://www.altairegion22.ru/region_news/47150.html

ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ И ИХ МЕСТО В МИРОВОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ

Овчаров Д.В. – студент, Назаров И.С. – студент,

Меняев К.В. – доцент, Паутова Е.Е. – ассистент

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

На сегодняшний день основная часть электроэнергии в мире вырабатывается с помощью тепловых электростанций путем сжигания ископаемого топлива: угля, природного газа и мазута. На 2014 год доля использования угля как источника составляла 40,8%, газа – 21,6%, нефти составляет 4,3%. Затрачиваются огромные деньги на строительство и эксплуатацию тепловых электростанций, так как на данный момент электроэнергия, полученная таким способом, самая выгодная. По причине большой важности ТЭС на рынке мировой энергетики, необходимо понимать достоинства, стараться минимизировать потери и устранить недостатки, тем самым сделать выработку электроэнергии более экологичной и выгодной.

Недостатки можно разделить на две группы: неблагоприятно влияющие на биосферу и экономически не выгодные для выработки электроэнергии.

Основным видом недостатков влияющих на экологию являются вредные выбросы, побочный эффект производства тепловой и электрической энергии. В атмосферу выбрасываются твердые частицы золы, оксиды серы (SO_2 , SO_3), оксиды азота (NO_x). Рассмотрим эти загрязняющие вещества чуть подробнее.

Оксид углерода CO – сильный отравляющий газ, выброс его в атмосферу невелик, но все же это представляет опасность для окружающей среды и человека.

Углекислый газ CO_2 – газ не такой опасный, как оксид углерода CO , но все же вред от него тоже есть. При повышении концентрации углекислого газа появляется так называемый «парниковый эффект».

Диоксид серы (сернистый ангидрид) SO_2 – газ особенно губительный для растений. У человека, признаки воздействия диоксида серы проявляются в виде кашля, першения в горле. При повышенных концентрациях – раздражение голосовых связок, удушье. «Кислотные дожди» – это тоже результат «деятельности» оксида серы SO_2 совместно с оксидами азота. При взаимодействии с водой образует сернистую кислоту.

SO_3 – бесцветный газ, в воздухе вступает в реакцию с парами воды, образуя серную кислоту. Также является сильным окислителем, и в больших концентрациях просто губителен для живых организмов.

Оксиды азота (NO_x) вызывают при больших концентрациях раздражение дыхательных путей.

Выброс всех перечисленных выше веществ в современном мире пытаются

минимизировать установкой электрофильтров, скрубберов, грамотной организацией процесса горения топлива и так далее.

Экономически не выгодные критерии связаны с износом конструкций подводящих тепло в дома, а так же износом самих ТЭС, так же можно выделить определенный ряд проблем с квалификацией персонала на достаточный уровень.

Тем не менее, имея все перечисленные выше недостатки, тепловая электростанция имеет ряд очень важных преимуществ перед другими видами выработки энергии.

Во-первых, топливо, используемое на ТЭС, стоит сравнительно небольших денег, есть в достаточном количестве в масштабах мировой энергетики, доступно в плане добычи, и оставляет сравнительно мало вредных веществ. К таким топливам относят уголь, мазут и природный газ, они отвечают всем этим критериям.

Существует множество месторождений угля, природного газа и нефти, в настоящее время разрабатывающихся и еще больше запланированных к разработке. Таких месторождений действительно много и они способны обеспечить мир достаточным количеством ископаемого топлива на многие годы вперед. При оценке достоинств и недостатков использования различных видов топлива, ископаемое топливо практически идеально для выработки электроэнергии.

Немаловажным преимуществом использования ТЭС является свободный выбор строительства станций. Их можно расположить как в черте города, так и вдали от него, рядом с разработкой месторождения и вблизи больших предприятий. Само топливо может быть транспортировано железнодорожным транспортом или же автомобильным. Таким образом, месторасположение станции диктуется сугубо экономическими ограничениями, что благоприятно действует на экономическую гибкость в планировании места строительства, в следствии уменьшая расходы на доставку энергии: электрической или тепловой к конечному потребителю.

Организация такого производства требует меньших капиталовложений по сравнению с другими видами выработки энергии. Риск критических последствий при аварийной ситуации, после которых может произойти крупная техногенная катастрофа гораздо меньше по сравнению с ГЭС и АЭС.

Подводя итог, в современном мире электрическая и тепловая энергия играют очень важную роль в жизни человека. С каждым годом количество вырабатываемой электроэнергии стремительно увеличивается. По данным на 1973 год производилось 6 131 ТВт, на 2014 - 23816 ТВт. Вот почему так важно определиться с самым выгодным и простым способом ее получения, каким и является ТЭС. Это открывает внушительные перспективы для развития данной отрасли промышленности, обогащает рынок труда, затрагивает множество сфер инженерной и гуманитарной деятельности. Получение тепла и электроэнергии в наши дни во многом лежит на плечах теплоэлектростанций, следовательно, именно они в большинстве случаев являются основой для светлого и процветающего общества.

ПРИМЕНЕНИЕ ВИХРЕВЫХ ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ СЖИГАНИЯ РАСТИТЕЛЬНЫХ ОТХОДОВ

Пузырев М.Е. – студент, Лихачева Г.Н. – к.т.н., доцент

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

При переработке зерновых и бобовых культур, подсолнечника и т.п. происходит их ошелушивание. В результате образуются многотонные потоки отходов – шелухи, сухих парусных частиц. Целесообразным является рассмотрение ее в качестве топлива, учитывая достаточно высокую теплоту сгорания. В связи с низкой насыпной плотностью 100-150

кг/м³, транспортирование и складирование шелухи в исходном виде весьма проблематично, следовательно, первичную переработку разумнее осуществлять в непосредственной близости от основного производства. В настоящее время существуют два основных принципиальных подхода в переработке и использовании сухих растительных отходов в качестве топлива – пеллетирование (гранулирование) и прямое сжигание.

На российском рынке котлов на растительных отходах для промышленной теплоэнергетики практически не представлены отечественные образцы. Краткий же обзор иностранных экземпляров показал, что все они по конструкции являются жаротрубными, с большой футерованной топочной камерой, скомпонованной с наклонно-переталкивавшей решеткой. Такая конструкция проверена десятилетиями и обладает не плохими эксплуатационными качествами, однако, является очень громоздкой, с высокой металлоемкостью и, соответственно, стоимостью. Кроме того, для размещения в российских климатических условиях таких котлов требуется возведение, соразмерно большего, здания котельной. Для уменьшения отложений лужгу сжигают с большим недожогом и большим уносом, т.е. не экономично. При этом частым и опасным явлением в котлах являются пожары.

Принципиально другой подход к проектированию котлов для сжигания сухих парусных топлив используется на предприятии «ПроЭнергоМаш», г. Барнаул. В основе лежит использование камерных вихревых топков. Вихревая топка обладает рядом преимуществ:

- частицы удерживаются внутри топочной камеры до полного выгорания за счет циклонного эффекта, не требуется наличие большого объема для гравитационной сепарации уноса;
- ступенчатая подача дутья и хорошее перемешивание продуктов сгорания обеспечивают низкий недожог;
- полностью экранированная камера позволяет удерживать процесс горения в низкотемпературном диапазоне, предотвращая интенсивное шлакование.

Продукты сгорания на выходе из вихревой топки не забалластированы уносом и имеют приемлемую температуру для непосредственной подачи в плотные конвективные пучки без опасности шлакования. Отсутствует необходимость в длинных экранированных охладительных газоходах, характерных для жаротрубных котлов с футерованными топками. За счет этого, с учетом отказа от многотонной огнеупорной футеровки топки массогабаритные характеристики котла ПроЭнергоМаш относительно, например, котла фирмы Vуnске аналогичной мощности, уменьшаются в несколько раз, рисунок 1.

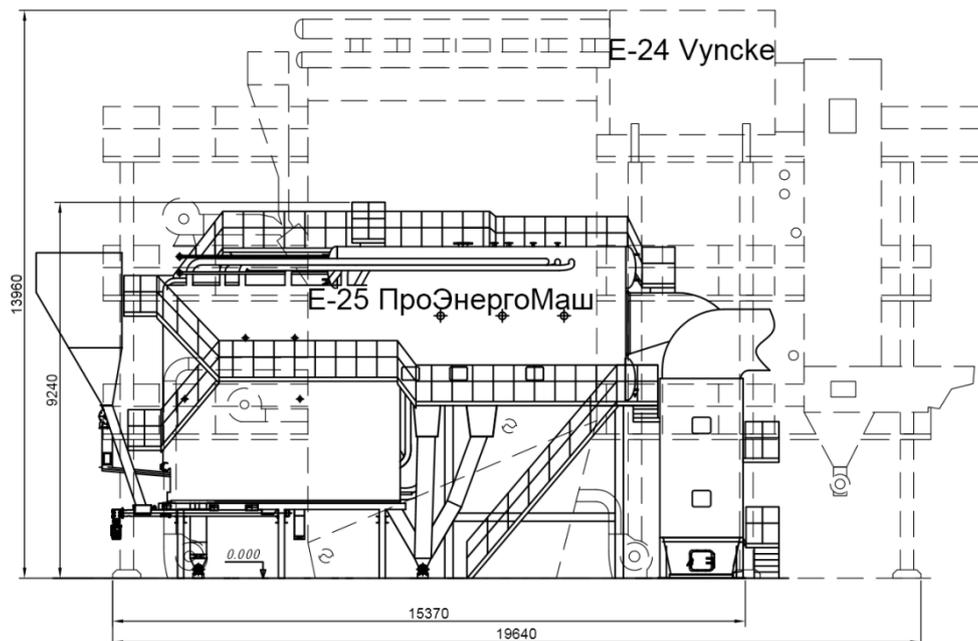


Рисунок 1 – Сравнение размеров котлов для сжигания лузги фирм ПроЭнергоМаш и Vynckeparопроизводительностью 25 и 24 тонны в час соответственно.

Вихревое движение лузги в объёме топки осуществляется при тангенциальной подаче потоков первичного и вторичного воздуха [1]. В зависимости от конструктивного оформления топки возможно образование вихря с горизонтальной или вертикальной осью. В результате вихревого процесса увеличивается время пребывания частиц лузги в топке и, соответственно, уменьшается их недожог. Вихревой факел равномерно заполняет экранированную топочную камеру, при этом температура в зоне горения значительно снижается.

Применение котлов с вихревыми топками для сжигания подсолнечной лузги актуально для маслоэкстракционных заводов. Эти предприятия испытывают трудности со складированием и транспортировкой в отвалы больших объёмов лузги и, одновременно вынуждены использовать для получения пара дорогостоящее жидкое или газообразное топливо.

Автором совместно с конструкторами предприятия «ПроЭнергоМаш» проводилось проектирование, монтаж и испытания паровых и водогрейных котлов с вихревыми топками для сжигания подсолнечной лузги в котельных ряда маслоэкстракционных заводов. Выявлены техническая обоснованность и экономическая целесообразность использования такой технологии сжигания. В частности, подобное топочное устройство внедрено в котельных Барнаульского МЭЗ и ООО «Алтайагросоюз». Котлы с вихревыми топками работают стабильно, недожог лузги составляет менее одной десятой процента, выноса искр в газоходы не замечено.

Список литературы

1. Вихревая топка. Пат. 2582722 Рос. Федерация : F23C 5/32 (2006.01)/ Пузырев Е. м., Голубев В. А., Пузырев М. Е. ; заявитель и патентообладатель Пузырев Е. М. – № 2013136666/06; заявл. 05.08.2013; опублик. 27.04.2016, Бюл. № 12

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИКИ ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ С КИПЯЩИМ СЛОЕМ

Сарсембенов Е.К. – студент, Меняев К.В. – доцент

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Необходимость человечества в электроэнергии появилась уже давно. Одним из доступных, но в то же время сложнейших способов ее получения является паровой котел. В нем происходит превращение тепловой энергии сжигаемого топлива в потенциальную энергию пара, которая, в свою очередь, превращается в кинетическую энергию пара, а последняя – в электрическую энергию.

Использование одного из наиболее экономически выгодных источников энергии – угля – ограничено следующими причинами: уголь – твердое топливо, это порождает трудности с его транспортировкой, подготовкой к сжиганию, хранением и сжиганием; при использовании угля следует учитывать проблемы охраны окружающей среды (задымление и вопросы утилизации золы). Эта проблема, как известно, очень остро стоит уже сегодня в Европе, и можно легко заключить, что загрязнение воздушного бассейна, воды и почвы и последствия «кислотных дождей» достигнут глобальных масштабов.

Одним из способов сжигания угля является сжигание в кипящем слое. Псевдоожигание – это процесс, при котором твердая статическая масса переводится в псевдосостояние, подобное состоянию жидкой массы. В отличие от сжигания в псевдожидком состоянии переводится не газ, а сыпучая (при определенных обстоятельствах) масса. Название «кипящий слой» было присвоено благодаря тому, что слою присущи некоторые свойства капельной жидкости [1].

На практике псевдоожиганный слой образуется при восходящем потоке оживающего агента через слой зернистого материала в момент достижения давления величины, достаточной для поддержания зернистого материала во взвешенном состоянии.

Скорость газа(жидкости), при которой неподвижный слой зернистого материала переходит в псевдоожиганное состояние, называют скоростью начала псевдоожигания (или первой критической). Скорость газа, при которой твердые частицы выносятся из слоя, называется скоростью уноса (или второй критической). Таким образом диапазон псевдоожигания ограничен первой и второй критическими скоростями. По мере увеличения скорости газа в слое начинают появляться небольшие газовые пузыри, повышающие интенсивность перемешивания частиц. Свободная поверхность слоя в этом случае очерчена достаточно резко, испытывая сравнительно небольшие колебания. Такой слой получил название собственно кипящего слоя.

Метод псевдоожигания твердого топлива получил довольно широкое распространение в химической, нефтеперерабатывающей, пищевой, строительной, фармацевтической промышленности, черной и цветной металлургии, энергетике и ряде других отраслей. Исследовались значительные выгоды использования псевдоожиганного слоя применительно к весьма широкому кругу технологических процессов и объектов. Однако при практическом внедрении метода выявились и определенные недостатки псевдоожиганного слоя.

Последующее изучение псевдоожиганных систем, работа над практическим внедрением метода привели к более сбалансированным оценкам. Было показано, что многие недостатки этого метода могут быть устранены или сведены к минимуму разработкой и внедрением рациональных технологических режимов и конструктивных решений. Это позволило расширить перечень технологических проблем, которые целесообразно решать, используя метод псевдоожигания

Главное преимущество этого способа – возможность существенно снизить выбросы оксидов серы непосредственно в процессе сжигания, а также малое по сравнению с энергетическими установками обычного типа, работающими на угле, количество выбросов

оксидов азота, как в абсолютном, так и в относительном смысле.

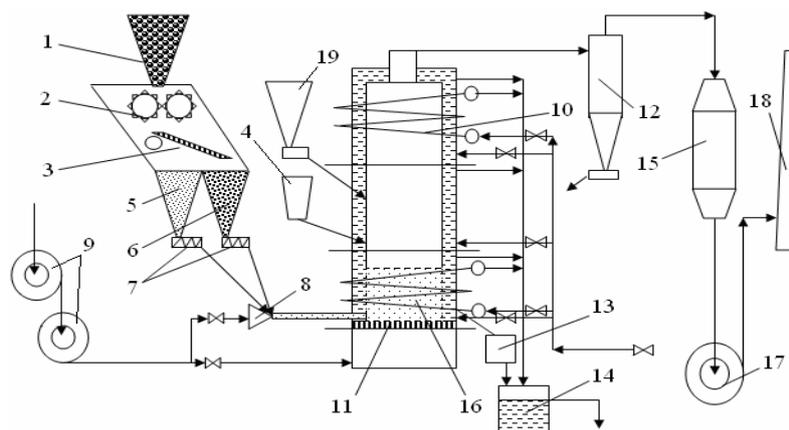
Это объясняется рядом принципиальных преимуществ сжигания в кипящем слое по сравнению с обычным:

- температура в зоне горения поддерживается сравнительно низкой и постоянной по объему, это приводит к тому, что количество образующихся NO_x мало, зола не расслаивается, элементы оборудования не зашлаковываются и меньше подвержены коррозии;
- очистку от оксидов серы можно осуществлять с помощью присадки известняка, при этом отпадает необходимость сооружения дорогостоящих энергоустановок;
- обеспечиваются высокие значения коэффициентов теплоотдачи, это позволяет уменьшить площадь тепловоспринимающих поверхностей, следовательно, габариты парогенератора будут меньшими, чем при факельном сжигании угля. Отсюда экономия капитальных затрат;
- возможно сжигание низкосортных топлив и отходов с высоким содержанием золы и влаги. Использование низкосортных, более дешевых топлив означает также снижение себестоимости производства тепла;
- теплонапряженность в топке даже при атмосферном давлении высока (до 3 МВт с 1 м² площади слоя).
- появляется возможность создания топочных камер с избыточным давлением, что открывает дальнейшие перспективы для снижения габаритов котельных установок.

Вместе с тем сжигание топлива в кипящем слое имеет и недостатки. Для преодоления перепада давления в воздухораспределителе и в самом слое необходимо использовать вентилятор большой мощности; диапазон регулирования топки крайне ограничен, очень велика инерционность технологического тракта производства пара. Таким образом, для широкого промышленного внедрения топков с кипящим слоем надо решить ряд принципиальных проблем. Также неравномерность времени пребывания в псевдоожиганном слое частиц твердой фазы и ожижающего агента. Одинаково возможны быстрый проскок частиц и их пребывание в слое дольше среднестатистического времени. Эрозия аппаратуры в зоне псевдоожиганного слоя, особенно значительная в случае использования частиц с высокими абразивными свойствами. Ограниченность рабочих скоростей ожижающего агента пределами, соответствующими началу псевдоожигания твердой фазы и ее уносу из слоя. Возникновение значительных зарядов статического электричества при псевдоожигании частиц диэлектрических материалов (взрывоопасность системы). Большой унос частиц из слоя и связанный с ним механический недожог.

Для эффективной работы слоя необходимо правильно организовать аэродинамику топки, чтобы происходило перемешивание частиц топлива и полное их выгорание. Для решения этой проблемы был проведен ряд экспериментов по исследованию аэродинамики топочного устройства на огневой установке в лаборатории кафедры Котло- и реакторостроения АлтГТУ им. И.И. Ползунова.

Огневой стенд (рисунок 1) состоит из трех секций: нижней секции, которая является камерой сгорания высотой 1200 мм, средней секции высотой 1000 мм и верхней секции высотой 1800 мм. В нижней и верхней секциях расположены теплообменники. Секции выполнены в виде прямоугольника 400×500. В стенах секций циркулирует вода – это нужно для охлаждения газов. Толщина водяной рубашки 40 мм. Стенки секций выполнены из стали 20 с толщиной 5 мм. Высота сепарационного пространства равна ≈ 3 м, что обеспечивает унос в режиме пневмотранспорта.



1 – бункер сырого угля; 2 – дробилка; 3 – грохот; 4 – бункер наполнителя слоя; 5,6 – бункера фракционированного дроблёного угля; 7 – питатели топлива; 8 – эжектор-смеситель; 9 – дутьевой вентилятор; 10 – воздухоподогреватель; 11 – воздухораспределительная решетка; 12 – циклон; 13 – золосмывной аппарат; 14 – отстойник; 15 – фильтр тканевый; 16 – растопочная камера сгорания; 17 – дымосос; 18 – труба; 19 – гранулятор
Рисунок 1– Схема огневого стенда с кипящим слоем

В нижней части секции расположена перфорированная решетка с живым сечением 2,5 % и диаметром отверстий 2 мм. В подрешеточную камеру подается холодный воздух высоконапорным вентилятором. А также при работе установки осуществляется удаление слоя (удаление более крупных кусков, спеков). Удаление слоя осуществляется с помощью отверстия выполненного в виде прямоугольника, расположенного с краю решетки по всей ширине секции, туда также подается холодный воздух высоконапорным вентилятором.

В ходе проведения эксперимента снимались показания сопротивления слоя ($\Delta P_{сл}$), сопротивления решётки ($\Delta P_{реш}$) и расхода воздуха для слоёв высотой 100мм, 150мм, 200мм (последовательно). Размер частиц материала составлял от 0,1 мм до 5 мм. Результатом этого эксперимента явилось то, что скорость начала псевдооживления не зависит от высоты слоя, что показано на рисунке 2.

Кроме того, проводились опыты с добавлением в слой высотой 100мм крупных частиц диаметром $\varnothing 10$ и 20мм (последовательно). По результатам экспериментов построены гидродинамические характеристики (рисунок 3).

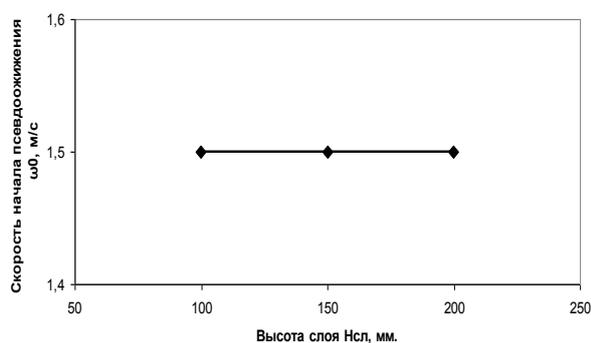


Рисунок 2 – Влияние высоты слоя на начало псевдооживления

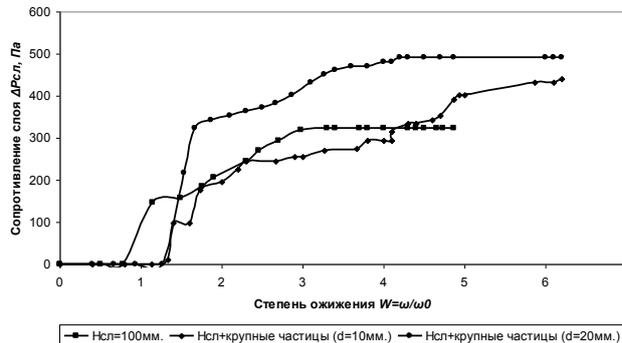


Рисунок 3 – Гидродинамическая характеристика кипящего слоя

Список литературы

1. Гельперин Н. И. Основы техники псевдооживления, Изд-во «Химия», 1967 г.
2. Баскаков А.П. Котлы и топки с кипящим слоем, М.: Энергоатомиздат, 1995 г.
3. Баскаков А.П. Расчеты аппаратов кипящего слоя: Справочник / Под ред. И.П. Мухленова и др.-Л.: Химия, 1986 г.

ПРИМЕНЕНИЕ САПР ДЛЯ РЕШЕНИЯ ПРОЧНОСТНЫХ ЗАДАЧ В КОТЛОСТРОЕНИИ

Тиханов М.В. – студент, Меняев К.В. – доцент, Паутова Е.Е. – ассистент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Целью выполнения данной работы является определение оптимальной толщины стенки цилиндрической части коллектора пароперегревателя парового прямоточного котла Пп-410-30-600КТ. Модель цилиндрической части коллектора представлена на рисунке 1.

Коллектор имеет 3 отверстия под приварку пароперепускных труб и поле отверстий под приварку труб поверхности нагрева. Развертка коллектора представлена на рисунке 2.

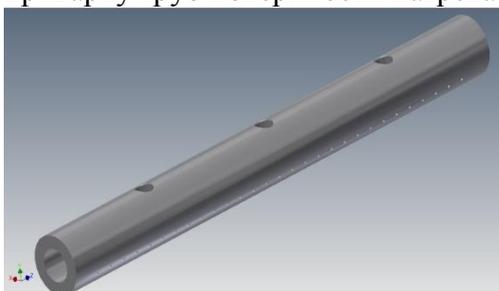


Рисунок 1 – Коллектор пароперегревателя.

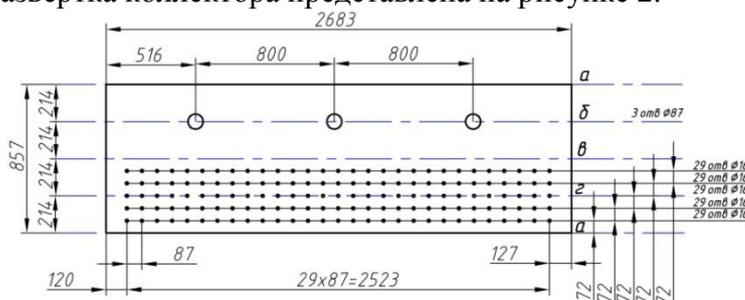


Рисунок 2 – Развертка коллектора

Существующие арифметические формулы для нахождения параметров прочности и жесткости применимы только для простых схем нагружения детали, при условии, что конфигурация детали достаточно простая. В более сложных случаях корректный расчет на прочность и жесткость можно произвести только методом конечных элементов. Метод конечных элементов – это, численный метод решения дифференциальных уравнений с частными производными, а также интегральных уравнений, возникающих при решении задач прикладной физики. Метод широко используется для решения задач механики деформируемого твердого тела, теплообмена, гидродинамики и электротехники.

В программе Autodesk Inventor прочностной расчет производится методом конечных элементов. Анализ методом конечных элементов начинается с дискретизации исследуемой области (области задачи) и делении ее на ячейки сетки. Такие ячейки называют конечными элементами. В Inventor тело разбивается на множество подобных фигур – тетраэдров. Точность расчета напрямую зависит от размеров этих элементов. Общее правило состоит в том, что чем больше количество элементов (чем меньше их размер) тем точнее оказывается решение, но тем дороже оно стоит с вычислительной точки зрения. Произведем расчет на прочность выходного коллектора пароперегревателя. Для этого необходимо создать твердотельную модель цилиндрической части коллектора, задать ей необходимые свойства и приложить нагрузки. Давление рабочей среды в коллекторе составляет 30 МПа.

Температура стенки коллектора определяется по формуле:

$$t = t_m + x \cdot \Delta t = 600 + 0,5 \cdot 10 = 605^\circ\text{C}.$$

где $t_m = 600^\circ\text{C}$ – температура среды в коллекторе;

$x = 0,5$ – коэффициент, учитывающий перемешивание среды;

$\Delta t = 10^\circ\text{C}$ – превышение температуры среды в развернутой трубе, над средней температурой среды.

Для изготовления коллектора используется сталь марки 12Х18Н12Т. Выбор данной стали обосновывается температурой стенки коллектора. Допустимое напряжение для этой стали, при расчетной температуре стенки 605°C , составляет 71 МПа.

Произведем расчет на прочность данного коллектора в программе Autodesk Inventor. Добавив необходимые нагрузки и настроив способ разбиения детали на конечные элементы, выполняем расчет. Результаты расчета представлены на рисунках 3, 4 и 5. Деталь окрашивается цветами, соответствующими напряжениям: синий соответствует

минимальному напряжению, красный – максимальному. Программа позволяет выполнять параметрический расчет детали. Управляя определенными параметрами, можно подобрать оптимальную конфигурацию детали при определенной нагрузке. Используем инструмент «Параметрическая таблица». В качестве зависимости выберем «максимальное напряжение», а тип зависимости – «верхний предел». Добавив какой либо изменяемый параметр, и обозначив предел, можно подобрать минимальное значение параметра, при котором условия прочности будут выполняться. В нашем случае в роли изменяемого параметра будет выступать толщина стенки. Так, поочередно производя расчет для стенок, толщиной 50, 56 и 60 мм (ряд толщин стенок для трубы 273 по сортаменту), видим, что минимально допустимая толщина стенки составляет 60 мм. При такой толщине максимальное напряжение равно 67,65 МПа. На рисунке видно, что концентраторами напряжений являются отверстия, а наиболее нагруженное место – в районе отверстия под приварку пароперепускных труб.

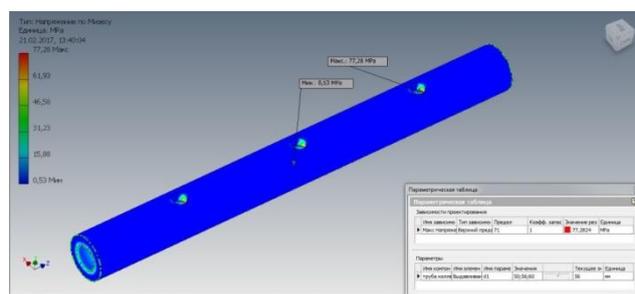
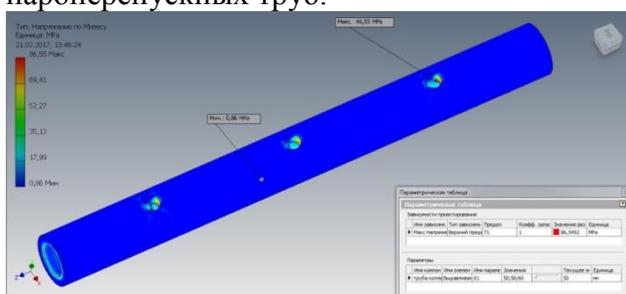


Рисунок 3 – Результат расчета коллектора теплоносителя на прочность при толщине стенки 50 мм (максимальное напряжение составляет 86,55 МПа).
Рисунок 4 – Результат расчета коллектора теплоносителя на прочность при толщине стенки 56 мм (максимальное напряжение составляет 77,28 МПа).

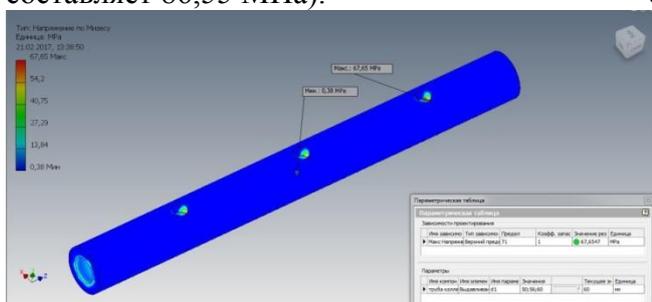


Рисунок 5 – Результат расчета коллектора теплоносителя на прочность при толщине стенки 60 мм (максимальное напряжение составляет 67,65 МПа).

Трехмерные напряжения и нагрузки образуются в нескольких направлениях, эти многонаправленные напряжения суммируются для получения эквивалентного напряжения, которое называется напряжением по Мизесу. Критерий максимального напряжения по Мизесу основывается на теории Мизес-Хенки (Mises-Hencky), также известной как теория энергии формоизменения. Теория утверждает, что пластичный материал начинает повреждаться в местах, где напряжение по Мизесу становится равным предельному напряжению. Результат расчета представляется именно напряжением по Мизесу. Для сравнения произведем традиционный прочностной расчет этого коллектора. Особенностью расчета толщины стенки коллектора является необходимость определить коэффициент прочности при ослаблении стенки полем отверстий и одиночным отверстием. В качестве расчетного коэффициента будет использоваться наименьший из рассчитанных.

При коридорном равномерном поле одинаковых отверстий вычисляется коэффициент прочности для продольного ряда и для поперечного ряда. Коэффициент прочности коллектора, ослабленного продольным рядом одинаковых отверстий (d), расположенных с одинаковым шагом (t), определяется по формуле:

$$\phi = \frac{t-d}{t} = \frac{87-16}{87} = 0,816.$$

где $d=16$ мм – диаметр отверстий;
 $t=87$ мм – шаг между отверстиями.

Коэффициент прочности коллектора, ослабленного поперечным рядом одинаковых отверстий (d), расположенных с одинаковым шагом (t_1), определяется по формуле:

$$\phi = 2 \frac{t_1 - d}{t_1},$$

Где $d=16$ мм – диаметр отверстий.

$$t_1 = \frac{\pi(D_a - S)}{360} \alpha = \frac{\pi(273 - 60)}{360} 30 = 56 \text{ мм.}, \quad \phi = 2 \frac{t_1 - d}{t_1} = 2 \frac{56 - 16}{56} = 1,42.$$

Коэффициент прочности коллектора, ослабленного одиночным отверстием (d):

$$\phi = \frac{2}{z + 1,75};$$

$$z = \frac{d}{\sqrt{D_m(S - C)}} = \frac{87}{\sqrt{213(60 - 0)}} = 0,80.$$

где $D_m = D_a - S = 273 - 60 = 213$ мм – средний диаметр элемента;
 $d=87$ мм – диаметр отверстия;
 $C=0$ – прибавка по толщине, мм.

Одиночным считается отверстие, кромка которого удалена от кромки ближайшего отверстия на расстояние более $A \geq \sqrt{D_m(S - C)}$, где $A=713$ мм (см. рисунок 2).

$$\sqrt{D_m(S - C)} = \sqrt{213(60 - 0)} = 217$$

Условие выполняется, следовательно, отверстие можно считать одиночным.

$$\phi = \frac{2}{z + 1,75} = \frac{2}{0,80 + 1,75} = 0,783.$$

В качестве расчетного принят коэффициент прочности для одиночного отверстия $\phi = 0,783$, так как он имеет наименьшее значение.

Расчётная толщина стенки коллектора:

$$S_R = \frac{p \cdot D_a}{2 \cdot \phi[\sigma] + p} = \frac{30 \cdot 273}{2 \cdot 0,783 \cdot 71 + 30} = 57,9 \text{ мм.}$$

Округляем расчетную толщину стенки коллектора до ближайшего большего значения по сортаменту $S=60$ мм.

Результаты традиционного прочностного расчета мало отличаются от результатов расчета в среде анализа напряжений Autodesk Inventor, что позволяет нам применять данный способ при конструировании. Это позволяет проектировщику оперативно выполнять прочностной анализ детали, задавая ее геометрию, свойства материала, различные условия нагружения и закрепления. Результаты прочностного анализа могут служить не только основанием для внесения изменений в конструкцию.

ТВЕРДЫЕ БЫТОВЫЕ ОТХОДЫ КАК АЛЬТЕРНАТИВНЫЙ ИСТОЧНИК
ЭНЕРГИИ, ПРИЕМЛЕМЫЙ ДЛЯ МАССОВОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
ЖИТЕЛЯМИ И ОРГАНИЗАЦИЯМИ ГОРОДА БАРНАУЛА

Тихонов Е.В. – студент, Меняев К.В. – доцент, Паутова Е.Е. – ассистент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

В Барнауле ежегодно образуется более 250 тыс. тонн твердых бытовых отходов. Средняя теплота сгорания ТБО 5,2-16,5 МДж/кг, к примеру теплота сгорания природного газа 36 МДж/кг, теплота сгорания Кузнецкого угля 18-25 МДж/кг [3]. Исходя из этих данных можно сделать вывод, что ТБО может стать хорошим источником энергии и сэкономить углеводородные запасы. Бытовые отходы, представляющие собой смесь из органических веществ различного происхождения, являются высококалорийным топливом. Вывезти и утилизировать ТБО затратное дело (около 200рублей за куб.м).

Почему бы не использовать ТБО как возобновляемый источник энергии? Это будет не только экономически прибыльно, но и улучшит экологическую ситуацию в городе Барнауле. Учитывая экономический интерес населения города Барнаула, постоянный рост тарифов на энергоносители, ТБО как разновидность топлива очень актуальны на сегодняшний день. Энергию от переработки ТБО можно пустить на коммунальные потребности населения или нужды, какого либо производства. Тем самым мы уменьшим негативное влияние полигона ТБО на окружающую среду [1]. Посредством мусороперерабатывающих заводов ТБО разделяют на три вида топлив это:

- газообразное топливо (содержащее метан);
- твердое биотопливо;
- жидкое биотопливо.

Все эти виды топлива помогут сэкономить: уголь, нефтепродукты, дерево и т.д.

Биометан обладает теми же свойствами, преимуществами и возможностями, что и природный газ. Средняя теплота сгорания биогаза от 21 до 27,2 МДж/м³. При разложении 1 тонны отходов выделяется 200-250 м³ биогаза. Разложение отходов начинается под действием кислорода воздуха, однако слои, расположенные на глубине котлована, разлагаются и без доступа кислорода. На глубине около 4 м температура достигает 35...40°C. Температура, необходимая для нормального протекания биохимических процессов, не должна быть ниже +15°C.

Твердоебиотопливо является высококалорийной фракцией ТБО. Негативное влияние, на окружающую среду возникающее в процессе сжигания твердого биотоплива является низким в сравнении со сжиганием традиционных теплоносителей. К числу неоспоримых достоинств твердого топлива из ТБО можно отнести его постоянную (не изменяющуюся) калорийность и стандартную форму. Все это существенно упрощает управление и контроль над процессами сжигания, поскольку при использовании данного топлива обеспечивается максимально полное и качественное сгорание, которое к тому же является практически безотходным. Утилизация отходов путем изготовления из них твердого топлива и последующее его сжигание (вместо традиционного сжигания самих твердых бытовых отходов) сегодня является одним из наиболее эффективных способов переработки мусора.

Из жидкого биотоплива можно производить «биоэтанол», «биодизель», «бионефть», получаемые из различных видов биомассы. Жидкое топливо из ТБО научились получать относительно недавно, однако результат превзошел все ожидания исследователей, ведь на выходе получилось синтетическое дизельное топливо, которое можно использовать в двигателях внутреннего сгорания. Причем, оно выгодно отличается от дизельного топлива, получаемого на основе нефтепереработки, поскольку оно не имеет в своем составе серы, которая засоряет двигатели, что негативно сказывается на их долговечности.

Для получения энергии из ТБО можно скомбинировать мусоросжигательный завод

(далее МСЗ) и энергетическое оборудование. Есть несколько вариантов комбинирования.

1. Котельная и МСЗ. Конечным продуктом является тепловая энергия.

Котельные оснащаются паровыми котлами-утилизаторами с параметрами пара, как правило, давлением 1,4-2,4 МПа температурой до 250 – 300 °С, при слоевом сжигании топлива на специальных решетках различных систем (в том числе «кипящего» слоя), но с глубокой шнуровкой слоя горящих отходов. Иногда котлы-утилизаторы применяются водогрейные.

Процесс сжигания предполагается осуществлять в две стадии. На первой стадии твердые отходы превращаются в горючий продукт-газ. На второй – полученный газ сжигается в паровом или водогрейном котле. Суммарный коэффициент тепловой мощности составляет около 95%. Таким образом, при работе мини-ТЭЦ на отходах можно обеспечить горячей водой, отоплением предприятие или несколько больших многоквартирных домов. Вследствие этого, располагать установку наиболее рационально стоит в том районе города, где есть проблемы с транспортировкой ТБО, и имеется потребность в дополнительной тепловой энергии. Один из вариантов – использование установки в порядке модернизации старых угольных ТЭЦ [3]. Перед тем как отходы будут подвергаться сжиганию, они пройдут первичную сортировку и измельчение до требуемых линейных размеров кусков – в пределах 20 на 20 см.

Предлагаемая технология обеспечивает допустимый уровень образования диоксинов. Максимальная температура (1000-1200 градусов) и время горения в зоне газификации гарантируют уничтожение диоксинов. После первой стадии сжигания выбросы в атмосферу отсутствуют, так как весь продукт-газ идет в горелку на выработку тепловой энергии. Низкие линейные скорости газового потока в реакторе и его фильтрация через слой исходного перерабатываемого материала обеспечивают крайне низкий вынос пылевых частиц с продукт-газом. В итоге появляется возможность значительно сократить капитальные затраты на газоочистное и энергетическое оборудование. Таким образом, сжигание в две стадии позволяют резко сократить образование диоксинов и обеспечить допустимые нормы выбросов.

Что касается образующейся золы, то предлагается технология, позволяющую перерабатывать золу в химически нейтральный, механически достаточно стойкий продукт, который можно использовать даже при строительстве без всяких опасений. Из золы получают керамические шарики, в которых имеется тройная физико-химическая защита поступления тяжелых металлов в окружающую среду. Степень вымываемости тяжелых металлов из таких шариков в тысячи раз меньше, чем из самой золы. Это переводит золу в безопасное состояние, т.к. простое замешивание в цемент означает просто отсрочку негативных последствий, поскольку цементные блоки недолговечны.

2. Теплоэлектроцентр со сжиганием ТБО (рисунок 1). Конечным продуктом является тепловая и электрическая энергия (или только электроэнергия) [2].

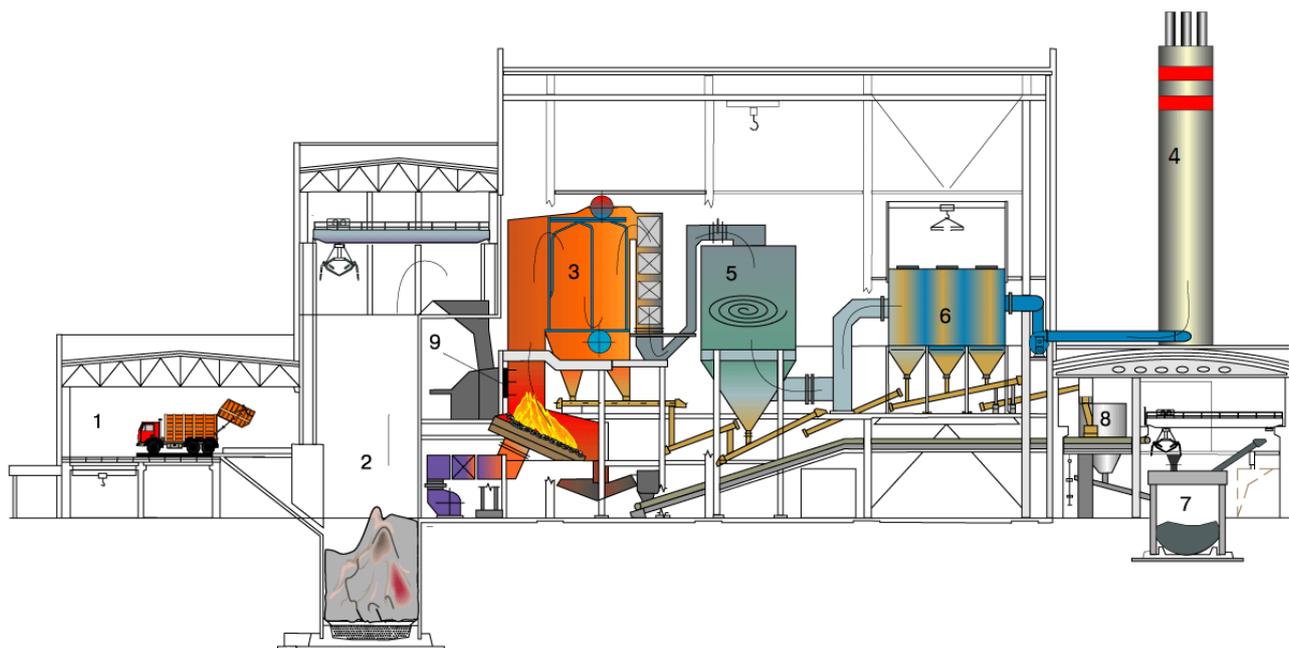
2.1. ТЭЦ, сжигающие ТБО на базе Парогазовой установки (ПГУ).

2.2. ТЭЦ, сжигающие ТБО на базе Газотурбинной установки (ГТУ).

2.2. ТЭЦ на базе ПГУ, сжигающие совместно с ископаемым топливом ТБО (или топливо из ТБО).

ТЭЦ оснащены турбогенераторами с турбинами различного назначения:

- теплофикационными для выработки электроэнергии с отбором пара низкого давления и тепла как для собственных нужд МСЗ, так и отдачи внешним потребителям через электрические и тепловые сети городов;
- производственными с отборами пара повышенного давления, обеспечивающие технологические и коммунальные нужды предприятий;
- а также чисто конденсационными, вырабатывающими только э/энергию.



1 – приемное отделение; 2 – приемный бункер для отходов; 3 – котлоагрегат; 4 – дымовая труба; 5 – абсорбер; 6 – рукавный фильтр; 7 – бункер шлака; 8 – бункер золы; система подавления окислов азота

Рисунок 1 – ТЭЦ работающая на ТБО

Список литературы

1. Переработка мусора (ТБО) - инвестиции в будущее: [Электронный ресурс]. URL: <http://ztbo.ru>.
2. Тугов А. Н., Москвичев В. Ф., Смирнов А. Н. Отечественные ТЭС на ТБО. Опыт освоения и пути развития // Экология и промышленность России. 2009. № 3. С. 4-7.
3. Тугов А. Н. Опыт освоения сжигания твердых бытовых отходов на отечественных ТЭС / А. Н. Тугов, В. Ф. Москвичев, Г. А. Рябов и др. // Теплоэнергетика. 2006. № 7. С. 55-60.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОРОДРЕВЕСНЫХ ОТХОДОВ В ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛАХ

Устинов В.А. – студент, Бородин Р.Г. – студент, Супрун Н.Ю. – студент,
Меняев К.В. – доцент, Паутова Е.Е. – ассистент

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

На предприятиях в России нередко стоит проблема утилизации производственных древесных отходов. Около половины всей древесины, поступающей на производство, теряется в виде опилок, обрезков и коры. В Алтайском крае находится более ста предприятий, занимающихся производством деревянных изделий: мебельные фабрики, строительные компании, и др.

Большая часть отходов может использоваться вторично, но в любом случае остается та часть, которая подлежит выбросу в отвал на свалку. Одним из способов их утилизации является сжигание отходов в водогрейных котлах. Целью такого сжигания может быть обогрев производственных или жилых помещений в зимнее время.

Основными преимуществами при сжигании дерева являются их доступность, возобновляемость, экологичность, возможность сжигания без дополнительной подготовки. Основной проблемой при сжигании древесных отходов является их высокая влажность в исходном состоянии. Эта проблема решается предварительной подготовкой топлива или использованием специальных топочных устройств.

Для повышения характеристик топлива, можно дополнительно подготовить топливо к

сжиганию. Для этого древесные отходы спрессовывают в пеллеты (рисунок 1).

Они удобны для перемещения и хранения, также подобная обработка позволяет снизить влажность топлива перед использованием. Недостатком такого топлива является его цена. Одна тонна такого топлива имеет рыночную цену около 5000 рублей. Для сравнения, рыночная цена на каменный и бурый уголь составляет около 2500 рублей (цена зависит от качества топлива). Целесообразность покупки пеллетов есть только в том случае, если нет возможности использовать другое топливо (например при высокой стоимости перевозки). Также вполне возможно подготавливать топливо самостоятельно, если у предприятия имеется такое оборудование. В таком случае цена на топливо будет ниже.



Рисунок 1 – Древесные пеллеты

Рисунок 2 – Кородревесные отходы.

Для сжигания древесных отходов необходимы специальные, спроектированные под данный вид топлива, котлы, но возможно также переоборудовать котельную установку. При реконструкции котла, необходимо сконструировать топку так, чтобы на выходе из неё было как можно меньше несгоревших частиц. При их попадании в дымоход или золоуловитель, они могут вызвать пожар. Для реконструкции газового котла, помимо переработки горелочных устройств и топочной камеры, необходимо включить в схему котла золоуловитель.

Древесные отходы обычно сжигаются в вихревых или слоевых топочных камерах. Предпочтительны варианты с вихревой топкой, т.к. в таком случае мелкие частицы топлива не будут попадать в систему шлакоудаления, поэтому потери тепла с механическим недожогом будут меньше. Пеллеты обычно сжигаются в слоевых топках. Слоевые топки имеют простую конструкцию, и соответственно меньшую стоимость и простоту обслуживания.

Для определения топливных характеристик кородревесных отходов были взяты три разные пробы:

- подготовленные к сжиганию пеллеты (рисунок 1);
- кородревесные строительные отходы (рисунок 2);
- кородревесные строительные отходы, обработанные защитными средствами.

В топливной лаборатории были определены такие характеристики, как:

- влажность (характеризует содержание воды в топливе);
- выход летучих (характеризует воспламеняемость топлива);
- зольность (характеризует содержание негорючих минеральных веществ в топливе).

Исследование характеристик проводилось по специальным методикам [1]. Все исследуемые величины являются аналитическими.

Для древесины, средняя низшая теплота сгорания (с учетом затрат тепла на испарение влаги) $Q_i^d = 11$ МДж/кг.

Таблица 1 – Сравнение характеристик топлив

Характеристика	Ед. изм.	Пеллеты	Строительные отходы	Строительные отходы (обработанные)
Влажность, W^a	%	5,1	5,2	5,8
Зольность, A^a	%	0,3	0,4	6,5
Выход летучих, V^{daf}	%	71,1	77,4	64,2
Рыночная стоимость	руб/т	5000	условно бесплатно	условно бесплатно

В ходе исследования выяснилось, что обработанная древесина имеет повышенную зольность и более низкий выход летучих. Возможно возникнут проблемы при растопке котла и дальнейшем сжигании топлива. Поэтому сжигать такое топливо не рекомендуется.

Для оценки топливных качеств древесных отходов, авторы исследования произвели сравнение исследуемого топлива с бурным углем Назаровского месторождения (Канско-Ачинский бассейн). Данный тип угля широко используется в Алтайском крае. Его характеристики и характеристики пеллет, используемые в расчетах, приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Характеристики для расчетов водогрейного котла

Характеристика	Ед. изм.	Пеллеты	Назаровский 2Б
Влажность, W^f	%	8	39
Зольность, A^f	%	1,84	7,9
Выход летучих, V^{daf}	%	55	47
Низшая теплота сгорания, Q_i^r	МДж/кг	11	12,85
Рыночная стоимость	руб/т	5000	1200

Для оценки эффективности использования кородревесных отходов (пеллетов) в водогрейных котлах, авторы работы выполнили расчет теплового баланса водогрейного котла [2], имеющего следующие параметры:

- мощность 6 МВт;
- температура воды на входе в котёл 70°C;
- температура воды на выходе из котла 115°C;
- давление воды 0,7 МПа.

При расчетах принималось, что конструктивно котлы одинаковы, и потери тепла от механического недожога в них равны. В реальности котельные установки, работающие на разном топливе, имеют разную конструкцию из-за различий размеров частиц и их свойств, и, следовательно, механический недожог и КПД котла будут разными.

В результате расчета, было выявлено, что при сжигании пеллетов, расход топлива в котле, при сравнении с котлом, работающим на угле (Назаровский 2Б), увеличился на 21%.

Несмотря на такое увеличение расхода топлива, экономически это может быть выгодно, так как несмотря на высокую стоимость пеллет, их транспортировка обойдется существенно дешевле. При использовании неподготовленных древесных отходов непосредственно на производствах, возникают трудности при сжигании из-за высокой влажности, однако их стоимость почти бесплатна, и иногда будет дешевле и полезнее их утилизировать, чем выбрасывать на свалку и получать за это штрафы. Если предположить, что данный водогрейный котел будет работать по 5000 часов в год на заданном угле, то стоимость топлива в год составит около 12 млн. руб. без учета стоимости доставки. Цена на новый водогрейный котел, работающий на древесной щепе, составляет примерно 11 млн. рублей. То есть переход на сжигание древесных отходов окупится меньше чем за год. При реконструкции уже действующего твердотопливного или газового котла, окупаемость перехода будет выше. Окончательно сделать вывод об экономической эффективности можно только после точных технико-экономических расчетов.

Список литературы

1. Жуков Е. Б., Меняев К. В. Методические указания к лабораторным работам по дисциплине «Физико-химические свойства и подготовка к сжиганию органических топлив» для студентов направления 141100 «Энергетическое машиностроение» / Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова. – Барнаул: Издательство АлтГТУ, 2013. – с.60.

2. Жуков Е. Б., Меняев К. В. Водогрейные котлы: Учебное пособие / Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова.- Барнаул : Изд-во АлтГТУ, 2016.- 140 с.

ПУТИ МИНИМИЗАЦИИ ПОТЕРЬ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ, ПОВЫШЕНИЕ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОСНАБЖАЮЩИХ ОРГАНИЗАЦИЙ

Часовских А.А. – студент, Меняев К.В. – доцент, Паутова Е.Е. – ассистент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Пути и мероприятия по энергетической эффективности работы теплоснабжающих предприятий должны быть направлены на снижение затрат отпускаемой тепловой энергии руб./ гКал.

Затраты. Тепловая сеть. Основные потери транспортируемой тепловой энергии от теплового источника (котельной) до потребителя обусловлены потерями тепла через изолированную, зачастую частично изолированную поверхность трубопроводов. На данный момент в тепловых хозяйствах малой теплоэнергетики присутствует тенденция к децентрализации систем теплоснабжения, тепловые сети, сооруженные в советское время по большей части находятся в ветхом состоянии, количество отапливаемых объектов сократилось, однако пропускная способность основных магистральных трубопроводов остается значительно превосходящей расчетную отопительную нагрузку существующих потребителей. Отсюда вытекает еще одно направление: потери тепла через изолированную поверхность. Ее можно сократить, уменьшив сечение трубопроводов (эти мероприятия производятся при реконструкции тепловых сетей). Еще один немаловажный фактор: несанкционированный водоразбор из тепловых сетей, что в свою очередь так же ведет к снижению эффективности теплоснабжающих организаций. В итоге, необходимо применение современных долговечных теплоизоляционных материалов теплопроводов, работы по реконструкции тепловых сетей обязательно должны учитывать текущий объем отапливаемых потребителей.

Затраты. Котельная. Основным источником теплоснабжающих организаций для получения тепловой энергии являются котельные и ЦТП. Котельные (совокупность котлов и оборудования, которая включает в себя устройства подачи и сжигания топлива; очистки, химической подготовки и деаэрации воды; теплообменные аппараты различного назначения; насосы: сетевые, подпиточные, рециркуляционные и т.д.; баки питательные, конденсационные, баки-аккумуляторы горячей воды; дутьевые вентиляторы и воздушный тракт; дымососы, газовый тракт и дымовая труба; устройства вентиляции; системы автоматического регулирования и безопасности сжигания топлива; тепловой щит или пульт управления). ЦТП (Центральный тепловой пункт - комплекс устройств, служащих для обслуживания группы потребителей (зданий, промышленных объектов). Чаще располагающийся в отдельно стоящем сооружении, но может быть размещен в подвальном или техническом помещении одного из зданий.). Затраты для получения тепловой энергии складываются:

- фонд заработной платы;
- амортизационные отчисления;
- затраты на электроэнергию;

- уголь, газ;
- транспортирование до котельных;
- собственные нужды.

Фонд заработной платы сократить за счет механизации процессов для угольных котельных, либо обоснованное по технико-экономическим расчетам строительство газовых котельных без обслуживания персоналом.

Отчисления на амортизацию можно снизить за счет сокращения парка оборудования, а также своевременного обновления на новое более экономичное - котлы с высоким КПД, насосы рассчитанные на существующую тепловую нагрузку.

При проектировании и реконструкции ЦТП и котельных обязательный расчет квт/гкал с соответствующими мероприятиями - применение частотного регулирования приводов оборудования и т.д.

Применение правильного процесса подготовки топлива (для твердого топлива), для снижения химического недожога, то есть для полного соединения углерода с кислородом без возникновения окиси углерода. Потери энергии на недожог могут составлять около 18%. Применение правильных топочных устройств для котлов, чтобы снизить механический недожог возникающий в топке из за раннего удаления шлака и не достаточной температуры в топочной камере.

Современной тенденцией к эффективному снижению затрат является борьба с так называемым «перетопом» посредством современных комплексов погодозависимого регулирования. Перетоп возникает в том случае, если температура окружающей среды резко возрастает, а котельные не могут с такой же скоростью снизить ее в теплоносителе, отсюда возникает перегрев здания и некомфортные условия для потребителя, но так же большое количество тепловой энергии попросту теряется. В таких случаях могут быть использованы погодозависимые регуляторы расхода теплоносителя, например при помощи изменения расхода теплоносителя через автоматический трехходовой клапан и одновременного забора возвращаемой от потребителя воды (обратки) и подачу уже разбавленной воды потребителю.

Так же для повышения эффективности теплоснабжающих организаций могут быть использованы тепловые сети минимум с двумя контурами, одним из которых является контур котельной. Данный метод повышает износостойкость оборудования, а в большей степени труб котельной. Обусловлено это тем, что вода из котлов не покидает пределов котельной, а всю тепловую энергию передает через теплообменники (техническое устройство, в котором осуществляется теплообмен между двумя средами, имеющими различные температуры) во внешний контур, к потребителю. Так же в этом случае во внутреннем контуре возможно использование не воды, как теплоносителя, а тосола. Данный метод уменьшает износ внутренней поверхности труб в котле, что увеличивает время высокого КПД котла, что в свою очередь значительно увеличивает эффективность теплоснабжающих организаций.

Потери в тепловых сетях $Q_{тс}$ за отчетный период можно определить как сумму теплотерь с непродуктивной утечкой воды из сети $Q_{ут}$, с продуктивной $Q_{ут.пр}$, и потерь тепла через изоляцию в трубопроводах тепловой сети от границы раздела до узла учета тепловой энергии $Q_{из}$.

$$Q_{тс} = Q_{ут} + Q_{ут.пр} + Q_{из}$$

Еще одним звеном потери тепловой энергии может являться потеря через обмуровку котла. В большей степени решить данную проблему помогут решить высококачественные изоляционные материалы, не допускающие нагрева окружающей среды.

Не маловажным фактором экономии тепла может являться и сам потребитель. В большинстве случаев это можно наблюдать увеличив и улучшив утепление самого здания, что видно из рис.1. Установка качественных теплопакетов так же увеличит отдачу и эффективность теплоносителя.

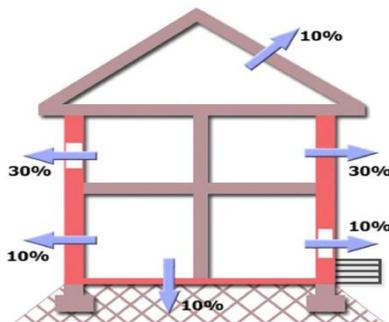


Рисунок 1 – Потери тепла через неизолированные поверхности здания

ПРОБЛЕМЫ ПРИМЕНЕНИЯ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ В АЛТАЙСКОМ КРАЕ

Шевцов А.П. – студент, Меняев К.В. – доцент, Паутова Е.Е. – ассистент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Энергосистема Алтайского края в целом работает устойчиво, обеспечивая энергоснабжение потребителей, но на сегодняшний момент энергосистема Алтайского края имеет дефицит собственной мощности, т.е. Алтайский край производит около 60 % собственной электроэнергии, остальное покупает на ФОРЭМе (Федеральном оптовом рынке электроэнергии и мощности). Следствием этого являются одни из самых высоких тарифов на электроэнергию в Сибирском Федеральном округе, действующие тарифы на электрическую энергию, отпускаемую бытовым потребителям Алтайского края (с 01.01.2017 г. по 30.06.2017 г.) составляют:

- для сельского населения и городского населения, проживающего в домах, оборудованных в установленном порядке стационарными электроплитами и (или) электроотопительными установками – 2,90 руб.;
- для городского населения, за исключением населения, проживающего в домах, оборудованных в установленном порядке стационарными электроплитами и (или) электроотопительными установками – 3,70 руб. [1].

Данная проблема побуждает обратить внимание на альтернативные, возобновляемые источники энергии (энергия ветра, солнечная энергия, гидроэнергетика), но, к сожалению, имеется огромное количество причин, по которым применение данных источников энергии в Алтайском крае неэффективны. Рассмотрим данные причины.

Для начала рассмотрим гидроэнергетику, она является наиболее приемлемым альтернативным источником энергии по сравнению с другими, малая гидроэнергетика имеет большой потенциал, т.к. гидроресурсы Алтайского края относительно велики, но строительство ГЭС требует больших затрат, а также, из-за низкого климата существует потребность в подогреве воды, что увеличивает затраты энергии на собственные нужды. Также следует выделить следующие проблемы:

- опасность затопления;
- риск засухи;
- нужда в больших территориях;
- уровень воды в искусственных водохранилищах постоянно и резко меняется.

С проблемой затопления уже столкнулись жители Новосибирского района в 2015, тогда из-за сильнейших паводков Новосибирская ГЭС была вынуждена сбрасывать воду, чтобы не переполнить хранилище.

Теперь обратим внимание на источники, приобретающие все большую популярность в странах Европы и Северной Америки – ветер и солнце.

XIV Всероссийская научно-техническая конференция
студентов, аспирантов и молодых учёных «Наука и молодежь»,
посвященная 75-летию АлтГТУ

В 2015 году новые установленные мощности возобновляемых источников энергии впервые в истории превзошли ископаемые энергоносители, следует из доклада Международного энергетического агентства (IEA). Суммарная установленная мощность «зеленой» энергии превысила в прошлом году 153 ГВт, около 55% общей установленной мощности (в 2014 году этот показатель составил 140 ГВт и 45% соответственно), отмечает Bloomberg. В основном это произошло за счет ветряных (63 ГВт) и солнечных станций (49 ГВт). Но в Алтайском крае, да и вообще по всей России таких прорывов ждать не приходится, «авторитет» не возобновляемых источников энергии только продолжает расти и на это есть весомые причины.

Для начала рассмотрим наиболее перспективное направление в сфере возобновляемой энергетики – ветроэнергетика. Казалось бы, какие могут быть проблемы у такой простой технологии, но опять же мы сталкиваемся с теми же проблемами, что и были, да еще и добавляются новые. Конечно же, решающее значение здесь играет проблема денег и метеорологии края, для строительства ветроэнергетических установок требуют большие средства, которые могут и не окупиться из-за метеорологической ситуации в крае. Говоря о метеорологической ситуации в крае, имеется в виду, что скорость ветров в Алтайском крае очень низка для получения эффективной энерговыработки (рисунок 1). Средняя скорость колеблется около 2-4 м/с, что является необходимой скоростью для старта, но для выхода на номинальную мощность ее недостаточно [2]. Также проблемой применения ветряных энергоустановок в Алтайском крае и по всей России является малое количество технологий и оборудования, которые позволяют обеспечить длительные сроки эксплуатации.

Расположение метеостанции	Среднегодовая скорость ветра (на высоте 10м)	Средняя скорость ветра (м/с)				Максимальная скорость ветра (м/с)
		Зима	Весна	Лето	Осень	
Барнаул	2,0	1,8	2,3	1,8	2,1	25
Алейск	2,4	2,5	2,6	1,9	2,4	29
Баязюк	3,2	3,2	3,7	2,9	3,1	26
Белокуриха	1,1	1,0	1,4	1,1	1,2	22
Бийск	2,3	1,8	2,8	2,2	2,4	30
Благовещенка	4,2	4,4	4,6	3,5	4,3	27
Волчиха	3,5	3,1	4,0	3,3	3,4	34
Горняк	2,8	2,7	3,0	2,7	2,7	28
Заринск	1,8	1,8	2,2	1,8	1,9	28
Змеиногорск	2,2	2,2	2,4	1,8	2,3	26
Зональное	1,9	1,7	2,3	1,8	1,9	27
Камень-на-Оби	2,9	2,8	3,4	2,4	2,9	28
Ключи	2,5	2,3	3,0	2,4	2,4	24
Краснощёково	2,3	2,2	2,7	1,8	2,5	28
Кулунда	1,9	1,9	2,2	1,8	1,9	23
Мамонтово	2,3	2,5	2,7	1,8	2,3	23
Поспелиха	2,6	2,5	2,9	2,4	2,6	32
Ревриха	2,9	2,9	3,3	2,4	3,0	28
Родионо	3,6	3,5	4,0	3,2	3,5	28
Рубцовск	3,8	3,9	4,2	3,4	3,8	40
Славгород	3,2	3,0	3,6	3,0	3,1	28
Солонешное	1,0	0,7	1,4	1,1	1,0	29
Тальменка	1,1	0,8	1,4	0,9	1,2	21
Тогул	2,5	1,9	2,7	2,3	2,9	24
Троицкое	1,8	1,5	2,0	1,5	1,9	23
Угловское	3,0	2,8	3,4	3,0	2,8	28
Усть-Калманка	2,8	2,8	3,3	2,5	3,0	30
Усть-Чарышская Пристань	2,7	2,9	3,0	2,0	2,8	31
Хабары	2,7	2,7	3,1	2,0	2,8	27
Целинное	3,5	3,3	3,9	2,9	3,6	32
Чарышское	1,1	0,9	1,4	1,2	1,1	24
Шелаболиха	2,5	2,8	2,8	1,9	2,5	30
Шилуново	2,1	2,2	2,3	1,7	2,1	28

Рисунок 1 – Средняя скорость ветра в Алтайском крае

Еще один популярный на Западе источник энергии – солнце. Самая преуспевающая в этом направлении страна – Германия (около 25% от общемировой солнечной генерации). Для России и Алтайского края в частности является одним из самых затратных и неэффективных возобновляемых источников энергии, т.к. большее время года у нас занимает зима, во время которой количество солнечной лучистой энергии крайне мало, что делает солнечные батареи крайне неэффективными, при том что средний КПД солнечных элементов составляет 30-50%. Единственная перспектива солнечной энергии в крае – сельская местность, где возникают сложности с энергопоставкой.

Рассмотренные в данной статье проблемы препятствуют использованию возобновляемых источников энергии, что делает нас зависимыми от не возобновляемых источников энергии, а также препятствует решению проблемы энергодефицита Алтайского края.

Список литературы

1. АО Алтайэнергосбыт: [Электронный ресурс]: www.altaiensb.com.
2. Энергия ветра: [Электронный ресурс]: <http://energywind.ru>.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ОТХОДОВ В ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛАХ

Шпехт А.В. – студент, Тиханов М.В. – студент,
Меняев К.В. – доцент, Паутова Е.Е. – ассистент

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

В наше время руководители многих предприятий ищут пути преодоления кризиса энергоснабжения. У многих предприятий, перерабатывающих сельскохозяйственную продукцию, имеется большое количество отходов. Использование лузги подсолнечника, отходов переработки зерна в качестве топлива позволяет снять остроту экономических вопросов многих промышленных предприятий.

Сейчас большая часть предприятий, перерабатывающих сельскохозяйственную продукцию, продают отходы производства, а для отопления производственных помещений используют традиционные топлива (газ или уголь). Целью исследования является выявление преимуществ и недостатков перехода на сжигание нетрадиционных топлив.

В Алтайском крае большая часть предприятий отапливают свои помещения углем. Наиболее доступный уголь в Алтайском крае это Кузнецкий уголь. Средняя цена 1 тонны угля по краю составляет 2500 рублей. Основные характеристики угля «Кузнецкий Д, Р, СШ» представлены в таблице 1.

В данной работе были рассмотрены такие виды отходов, как: лузга овсяная, лузга подсолнечника и шелуха соевая. В топливной лаборатории были определены такие характеристики отходов, как: теплота сгорания, выход летучих, влажность и зольность.

Влажность W является одной из важнейших характеристик топлива, так как она препятствует воспламенению топлива, снижает температуру в топке, увеличивает потери тепла с уходящими газами. Существуют прямые и непрямые методы определения влаги в топливе. Был использован непрямой весовой метод, как наиболее простой и дающий точные результаты. Метод предусматривает высушивание топлива и косвенное определение массы влаги по изменению массы топлива.

Зола удаляется из котла в виде шлака и летучей золы при помощи системы шлакоудаления и дымососов соответственно. В практике проектирования и эксплуатации котельных установок, работающих на твердом топливе, необходимы данные о количественном содержании золы. Для определения зольности топлива, пробу помещают в муфельную печь, затем, дождавшись полного озоления, взвешивают зольный остаток. Для получения достоверных результатов, необходимы достаточное количество воздуха, для того чтобы все топливо прореагировало и определенная температура, чтобы не допустить глубоких превращений в минеральной части золы.

Выход летучих V – характеристика, дающая представление о реакционной способности топлива. При нагревании топлива разрушаются сложные химические связи, органическая часть разлагается на более простые твердые, жидкие и газообразные вещества. Газообразные и жидкие продукты разложения, образующиеся в парообразной фазе, называют летучими веществами. Выход летучих определяется в муфельной печи в закрытых емкостях, что

XIV Всероссийская научно-техническая конференция
студентов, аспирантов и молодых учёных «Наука и молодежь»,
посвященная 75-летию АлтГТУ

препятствует попаданию кислорода и выгоранию коксового остатка. Для определения выхода летучих сравнивают массу первоначальной пробы и массу коксового остатка.

Таблица 1 – Характеристики угля «Кузнецкий Д, Р, СШ» [2]

Содержание влаги общей	Зольность	Содержание серы	Содержание углерода	Содержание водорода	Содержание азота	Содержание кислорода
W_t^r	A^r	$S_p^r + S_o^r$	C^r	H^r	N^r	O^r
11.5	15.9	0.8	56.4	4	1.9	9.9

Продолжение таблицы 1

Низшая теплота сгорания	Влага гигроскопическая	Приведенные значения		Выход летучих	Теплота сгорания	Коэффициент размолоспособности по ВТИ
Q_{is}^r , МДж/кг	$W^{гн}$, %	$W_{пр}^r$, %*кг/МДж	$A_{пр}^r$, %*кг/МДж	V^{daf} , %	$Q_{б}^{daf}$, %*кг/МДж	GrVTi
21,9	4,5	0,53	0,73	40,5	31,94	1,1

Именно эти характеристики определяют наиболее важные решения по организации топочного процесса, тепловую и конструктивную схемы котла, выбор оборудования систем шлакозолоудаления и золоулавливания.

Основные характеристики образцов, полученные в ходе лабораторных испытаний, представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Характеристики сельскохозяйственных отходов [1]

Наименование	Низшая теплота сгорания Q_{is}^r , КДж/кг	Рабочая влажность W^r , %	Выход летучих V^{daf} , %	Зольность A^r , %
Овсяная лузга	16400	9,5	64,9	4,5
Лузга подсолнечника	18800	10	55,5	2,9
Соевая лузга	17000	12	60,3	4,8

Чтобы оценить эффективность сжигания сельскохозяйственных отходов, был рассчитан водогрейный котел работающий на угле, и тот же самый котел на сельскохозяйственных отходах. В качестве примера был использован водогрейный котел мощностью 2 МВт, имеющий следующие параметры:

- температура воды на входе 70°C,
- температура воды на выходе 115°C,
- рабочее давление 0,7 МПа.

В результате теплового расчета котла, работающего на угле, был получен расход топлива, равный 396 кг в час [3].

В данной работе было решено в качестве топлива выбрать лузгу подсолнечника, так как она имеет наивысшую теплоту сгорания, среди испытанных отходов. Расход топлива составил 512 кг в час [3].

Так как большинство предприятий в Алтайском крае, занимающихся переработкой сельскохозяйственной продукции, уже имеют свои котельные, работающие на угле, то можно выделить несколько путей перехода на сжигание отходов собственного производства. Первый путь, это полная замена котлоагрегатов. Такое решение подойдет в том случае, если оборудование устарело или в котельной установлены котлы малой мощности. В случае с котлами малой мощности, замена котлоагрегатов не повлечет за собой больших капитальных

затрат. Второй путь, это замена топочного устройства. Такое решение подойдет для котлов большой мощности, срок эксплуатации которых невелик.

В данной работе было решено заменить котлоагрегат полностью, так как его мощность невелика. Для оценки целесообразности замены, был рассчитан срок окупаемости котла. В Алтайском крае отопительный сезон составляет примерно 5000 часов в год. При средней стоимости угля 2500 рублей за тонну, и расходе угля 396 кг в час годовые затраты на топливо составляют около 5 млн. рублей. Стоимость котла мощностью 2 МВт и всего вспомогательного оборудования составляет ориентировочно 7 млн. рублей.

В заключении следует отметить, что в данном случае замена котельного агрегата целесообразна, так как срок окупаемости составит примерно 1,5 отопительного сезона. В каждом отдельном случае экономическую целесообразность нужно определять индивидуально.

Список литературы

1. Жуков Е. Б., Меняев К. В. Методические указания к лабораторным работам по дисциплине «Физико-химические свойства и подготовка к сжиганию органических топлив» для студентов направления 141100 «Энергетическое машиностроение» / Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова. – Барнаул: Издательство АлтГТУ, 2013. – с.60.

2. Фурсов И. Д. Конструирование и тепловой расчет паровых котлов: учебное пособие / И. Д. Фурсов; Алт. гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова. – 3-е изд. перераб. и доп. – Барнаул : Изд-во АлтГТУ, 2014. – 300 с.

3. Жуков Е. Б., Меняев К. В. Водогрейные котлы: Учебное пособие / Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова.- Барнаул : Изд-во АлтГТУ, 2016.- 140 с.