

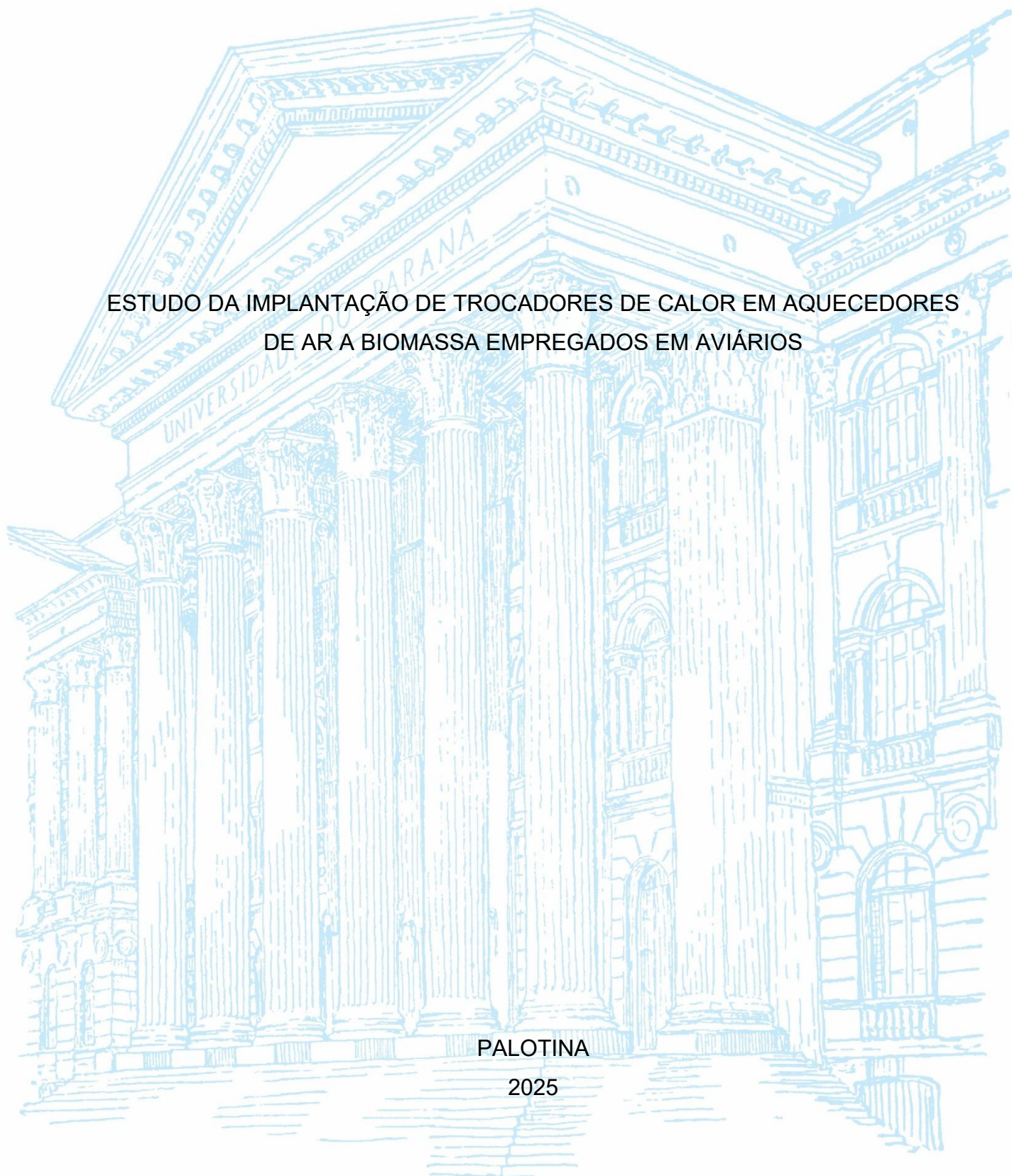
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

VINÍCIUS DE BIAZZI OENNING

ESTUDO DA IMPLANTAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR EM AQUECEDORES
DE AR A BIOMASSA EMPREGADOS EM AVIÁRIOS

PALOTINA

2025



VINÍCIUS DE BIAZZI OENNING

ESTUDO DA IMPLANTAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR EM AQUECEDORES
DE AR A BIOMASSA EMPREGADOS EM AVIÁRIOS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Graduação em engenharia de energia, Setor de Palotina, Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em engenharia de energia.

Orientador: Prof. Dr. Eduardo Lucas Konrad Burin

PALOTINA

2025



UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

ATA DE REUNIÃO

No dia 27/06/2025, das 16h00min às 17h10min, no Setor Palotina, através da plataforma TEAMS; compareceram para defesa pública do Trabalho de Conclusão de Curso, requisito obrigatório para a obtenção do título de Engenheiro de Energia o aluno **Vinícius de Biazzi Oenning**, tendo como Título do Trabalho de Conclusão de Curso "*Estudo da implantação de pré-aquecedores de ar em aquecedores de ar a biomassa empregados em aviários*". Constituíram a Banca Examinadora os professores: **Prof. Dr. Eduardo Lucas Konrad Burin (Orientador e Presidente da Banca)**, **Prof. Dr. Joel Gustavo Teleken** e a **Engenheira Victória Oliveira Diaz de Lima**. O orientador e Presidente da Banca concedeu a palavra ao discente, para exposição do seu trabalho. A seguir, foi concedida a palavra em ordem sucessiva aos membros da Banca de Exame, os quais passaram a arguir o discente. Ultimada a defesa, que se desenvolveu nos termos normativos, a Banca de Exame, em sessão secreta, passou aos trabalhos de julgamento, tendo atribuído ao discente as seguintes notas: **Prof. Dr. Eduardo Lucas Konrad Burin, nota: 90 (noventa)**, **Engenheira Victória Oliveira Diaz de Lima, nota: 90 (noventa)**, e o **Prof. Dr. Joel Gustavo Teleken, nota: 90 (noventa e cinco)**. A nota final do discente, após a média aritmética dos três membros da banca de exame, foi **90 (noventa)** considerando o discente **APROVADO**. As considerações e sugestões feitas pela Banca de Exame deverão ser atendidas pelo discente sob acompanhamento de seu orientador. Nada mais havendo a tratar foi lavrada a presente ata, que, lida e aprovada, vai por todos assinada eletronicamente.



Documento assinado eletronicamente por **EDUARDO LUCAS KONRAD BURIN, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 27/06/2025, às 17:12, conforme art. 1º, III, "b", da Lei 11.419/2006.



Documento assinado eletronicamente por **JOEL GUSTAVO TELEKEN, PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR**, em 27/06/2025, às 17:13, conforme art. 1º, III, "b", da Lei 11.419/2006.



Documento assinado eletronicamente por **VICTORIA OLIVEIRA DIAZ DE LIMA, Usuário Externo**, em 27/06/2025, às 17:13, conforme art. 1º, III, "b", da Lei 11.419/2006.



A autenticidade do documento pode ser conferida [aqui](#) informando o código verificador **7599081** e o código CRC **E83965A1**.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por me sustentar ao longo destes anos e nunca permitir que eu perdesse a fé no meu potencial. Mesmo nos momentos em que duvidei de mim, encontrei forças para seguir em frente e chegar até aqui.

Sou imensamente grato aos meus pais, que sempre me incentivaram e ofereceram todo o apoio necessário para que eu pudesse focar nos estudos, garantindo que nada me faltasse. A eles, devo tudo.

À minha irmã e ao meu cunhado, que são figuras fundamentais em minha vida, expresso minha profunda gratidão pelo apoio e pelos momentos de leveza nos períodos em que mais precisei.

Ao meu professor e orientador, Doutor Eduardo Burin, agradeço pela paciência e pelo conhecimento valioso compartilhado ao longo desta trajetória. Sua orientação foi essencial para o meu desenvolvimento acadêmico e pessoal, além de abrir portas que me permitiram aprofundar meus estudos na área da termodinâmica.

Aos meus colegas de casa, à minha melhor amiga e a todos os amigos que fiz ao longo desta caminhada, sou grato pelas experiências compartilhadas e pelos momentos de alegria que tornaram esta jornada mais leve e significativa.

RESUMO

O aperfeiçoamento energético de sistemas térmicos é um tema de grande relevância, especialmente em aviários, onde o fornecimento de calor nos primeiros dias de vida dos pintainhos é essencial para seu adequado desenvolvimento. Este trabalho tem como objetivo avaliar, por meio de modelagem computacional, a viabilidade da implantação de um trocador de calor destinado ao pré-aquecimento do ar de combustão em aquecedores de ar a biomassa utilizados em instalações avícolas. A metodologia adotada baseou-se em simulações realizadas no software *Engineering Equation Solver* (EES), considerando o uso de pellets de pinus como combustível e diferentes cenários climáticos típicos da cidade de Palotina-PR. Os resultados indicaram uma economia média de 65 kg de biomassa por dia durante o verão e 91 kg no inverno, elevando a eficiência térmica do sistema de 78% para 81%. A análise econômica considerou três cenários distintos de variação no preço da biomassa ($\pm 25\%$), sendo avaliada a viabilidade do investimento no trocador de calor nos horizontes de 1, 3 e 5 anos. Os resultados demonstraram a viabilidade técnica e econômica da proposta, evidenciando o potencial da recuperação de calor como alternativa eficaz para a redução do consumo de combustível e dos custos operacionais em aviários.

Palavras-chave: Eficiência energética; Avicultura; Biomassa; Trocador de calor; Pré-aquecimento.

ABSTRACT

The energetic improvement of thermal systems is a highly relevant topic, especially in poultry farming, where heat supply during the early days of chicks' lives is essential for their proper development. This study aims to evaluate, through computational modeling, the feasibility of implementing a heat exchanger designed to preheat combustion air in biomass air heaters used in poultry facilities. The methodology was based on simulations performed using the Engineering Equation Solver (EES) software, considering the use of pine pellets as fuel and different climatic scenarios typical of the city of Palotina, Paraná, Brazil. The results indicated an average fuel savings of 65 kg per day during the summer and 91 kg during the winter, increasing the system's thermal efficiency from 78% to 81%. An economic analysis was carried out considering three price fluctuation scenarios for biomass ($\pm 25\%$), with investment viability assessed over 1, 3, and 5 year intervals. The findings demonstrated both the technical and economic feasibility of the proposal, highlighting heat recovery as an effective alternative for reducing fuel consumption and operational costs in poultry environments.

Keywords: Energy efficiency; Poultry farming; Biomass; Heat exchanger; Air preheating.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1: CAMPÂNULA A GÁS.....	5
FIGURA 2: CAMPÂNULA ELÉTRICA	6
FIGURA 3: AQUECEDOR À LENHA	7
FIGURA 4 — REPRESENTAÇÃO DE CONDUÇÃO	9
FIGURA 5 – CONVECÇÃO FORÇADA X CONVECÇÃO NATURAL	10
FIGURA 6 – REPRESENTAÇÃO DE RADIAÇÃO	11
FIGURA 7: TROCADOR DE CALOR - ESCOAMENTOS	14
FIGURA 8: TEMPERATURA DE PALOTINA, 1999 A 2021	16
FIGURA 9: CENÁRIO INICIAL	19
FIGURA 10: CENÁRIO PLANEJADO	30
FIGURA 11 – COMPARATIVO DAS TEMPERATURAS.....	32
FIGURA 12 – GRÁFICO DO RETORNO ECONÔMICO COM OSCILAÇÃO DO PELLET.....	37

LISTA DE QUADROS

QUADRO 1 – COMPARATIVO DAS FONTES DE AQUECIMENTO	8
--	---

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - ANÁLISE QUÍMICA DO PELLET DE PINUS	17
TABELA 2 - ANÁLISE IMEDIATA DO PELLET DE PINUS	18
TABELA 3 - CONDIÇÕES AMBIENTE	18
TABELA 4 – COMPARATIVO DE TEMPERATURA E CALOR.....	32
TABELA 5 – PERDAS DO SISTEMA.....	33
TABELA 6 – EFICIÊNCIA E VAZÃO DE COMBUSTÍVEL	34
TABELA 7 – DADOS DA EMPRESA	35
TABELA 8 – VALORES FINAIS DE CONSUMO.....	35
TABELA 9 – ESTIMATIVA DE INVESTIMENTO.....	37

LISTA DE ABREVIATURAS OU SIGLAS

kW	- Quilowatt
kg	- Quilograma
h	- Hora
ton	- Tonelada
R\$/t	- Reais por tonelada
R\$	- Reais
°C	- Graus celsius
kg/h	- Quilograma por hora
m ²	- Metro quadrado
$\dot{m}$	- Vazão mássica
K	- Kelvin
ρ	- Densidade
PCI	- Poder Calorífico Inferior
PCS	- Poder Calorífico Superior
m	- Metro
Cp	- Calor específico
Comb	- Combustível
N ₂	- Nitrogênio
O ₂	- Oxigênio
CO	- Monóxido de Carbono
CO ₂	- Dióxido de Carbono
H ₂ O	- Água
GLP	- Gás Liquefeito do Petróleo
V	- Volume
P	- Perímetro
A	- Área
v	- Velocidade
kPa	- Quilopascal
kJ	- Quilojoule
ppm	- Partes por milhão
m ³	- metro cúbico
Q	- Calor transferido

K	- Condutividade térmica do material
ΔT	- Diferença de temperatura
Δx	- Distância
ε	- Emissividade da superfície
σ	- Constante de Stefan-Boltzmann
$T_{\text{superfície}}$	- Temperatura da superfície
T_{ambiente}	- Temperatura do ambiente ao redor
H	- Coeficiente de transferência de calor por convecção

LISTA DE SÍMBOLOS

% - Porcentagem

Δ - Delta

Σ - Somatório de números

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 OBJETIVO GERAL	2
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
2 REVISÃO DE LITERATURA	3
2.1 AQUECIMENTO NA AVICULTURA	3
2.2 SISTEMAS DE AQUECIMENTO	4
2.2.1 Campânulas a gás	5
2.2.2 Campânulas elétricas	6
2.2.3 Aquecedores a lenha	7
2.3 MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	8
2.3.1 Transferência de calor por condução	9
2.3.2 Transferência de calor por convecção	10
2.3.3 Transferência de calor por radiação	11
2.4 TROCADORES DE CALOR	12
2.5 MODELAGEM COMPUTACIONAL PARA O SISTEMA	14
3 MATERIAL E MÉTODOS	15
3.1 DESENVOLVIMENTO DO MODELO TEÓRICO DE AVALIAÇÃO	17
3.1.1 Massa do ar de combustão	20
3.1.2 Massa e volume dos gases de combustão	22
3.1.3 Perdas na combustão	24
3.1.4 Balanço de energia do aquecedor	26
3.1.5 Eficiência do sistema	27
3.2 SISTEMA EQUIPADO COM O TROCADOR DE CALOR	29
3.2.1 Cálculos do balanço de energia	30
4 APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS	31
4.1 CENÁRIOS COMPARATIVOS	31
4.2 ECONOMIA DO SISTEMA	35
4.3 ANÁLISE DE VIABILIDADE	36
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS	38
5.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	39
REFERÊNCIAS	40
APÊNDICE 1 – CÓDIGO EES	42

1 INTRODUÇÃO

A busca pela maximização da produção de energia por meio do aprimoramento do rendimento térmico dos processos não é algo recente. Conforme Cabeza *et al.* (2010), estratégias voltadas à eficiência energética são essenciais não apenas para o uso racional dos recursos disponíveis, mas também para a mitigação das emissões de gases de efeito estufa em sistemas térmicos. Nos últimos anos, técnicas como a recuperação do calor residual dos gases de exaustão, o isolamento térmico eficiente, a utilização de trocadores de calor de alta performance e o controle automático da combustão têm sido amplamente adotadas em sistemas industriais, com o objetivo de aumentar a eficiência global dos processos.

Estudos recentes, como os de Nellis e Klein (2020), indicam que a eficiência térmica de sistemas que aproveitam calor residual pode ser incrementada em até 25%, dependendo da aplicação e das condições operacionais. O aperfeiçoamento desses processos não apenas reduz as perdas energéticas e as emissões associadas, mas também promove ganhos econômicos significativos, pois a diminuição do consumo de combustível pode representar economias de até 20% nos custos operacionais em sistemas térmicos industriais, conforme Silva *et al.* (2009).

Em linha com essa perspectiva, o presente trabalho foi desenvolvido com base em modelagem computacional, utilizando o software *Engineering Equation Solver* (EES), para avaliar a economia de combustível em um aquecedor de aviário alimentado por pellets.

Segundo Çengel e Ghajar (2009), a modelagem computacional possibilita maior precisão na avaliação do desempenho térmico de equipamentos, além de facilitar o desenvolvimento de soluções mais eficientes para sistemas energéticos. Nellis e Klein (2020) reforçam que, ao integrar equações termodinâmicas e de transferência de calor, softwares como o EES tornam-se valiosos para prever o comportamento de sistemas complexos, possibilitando a identificação de pontos críticos e a tomada de decisões mais embasadas.

Nos sistemas tradicionais de aquecimento, uma parcela considerável da energia térmica gerada pela combustão é perdida para o meio ambiente por meio dos gases de exaustão. De acordo com Bergman (2019) e Cabeza *et al.* (2010), essas perdas podem variar entre 20% e 40% da energia disponível no combustível, dependendo do tipo de equipamento e da eficiência da combustão. Essa energia

descartada, muitas vezes ainda em temperaturas elevadas, representa um desperdício energético significativo, aumentando os custos operacionais e as emissões térmicas.

Com o objetivo de otimizar o rendimento térmico do sistema, avaliou-se a viabilidade de pré-aquecer o ar de combustão utilizando parte da energia térmica normalmente dissipada nos gases de exaustão provenientes da queima da biomassa. A proposta consistiu na análise de um sistema de troca indireta de calor, visando o aproveitamento dessa energia residual como estratégia para aumentar a eficiência global do aquecedor e reduzir o consumo específico de pellets.

Essa avaliação torna-se ainda mais relevante no contexto da avicultura, especialmente no estado do Paraná, que se destaca como um dos maiores polos produtivos do país. Conforme dados da Embrapa (2024), a região Oeste do Paraná concentra uma alta densidade de aviários, sendo responsável por uma parcela expressiva da produção nacional de frangos de corte. Nesses ambientes, o aquecimento artificial é indispensável nas fases iniciais do desenvolvimento dos pintinhos, e o custo com combustível representa uma das principais despesas operacionais.

Nesse cenário, a temperatura do ar de combustão assume um papel estratégico, influenciando diretamente a eficiência da queima e o aproveitamento da energia liberada. A introdução de um trocador de calor para o pré-aquecimento do ar admitido reduz a diferença térmica entre reagentes e produtos da combustão, elevando o rendimento termodinâmico do processo. Como resultado, observa-se uma diminuição do consumo de biomassa para manter as mesmas condições térmicas no aviário, refletindo em economia de combustível e menor impacto ambiental, sobretudo em períodos de maior demanda térmica, como o inverno.

1.1 OBJETIVO GERAL

Avaliar a viabilidade econômica na implantação de um trocador de calor em aquecedores para aviários.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar a modelagem computacional de um sistema térmico voltado ao aquecimento de aviários, considerando o uso de biomassa (pellets) como fonte energética;
- Avaliar a viabilidade econômica da implantação de um trocador de calor, com base na economia de combustível proporcionada pelo pré-aquecimento do ar de combustão a partir da recuperação de calor dos gases de exaustão.

2 REVISÃO DE LITERATURA

2.1 AQUECIMENTO NA AVICULTURA

Para cada espécie de animal existe uma faixa de temperatura de conforto, conhecida como zona termoneutra, que é definida como a faixa de temperatura ambiente efetiva, onde a produção é ótima (MORO, 2004). O aquecimento térmico nos primeiros dias de vida das aves é um fator essencial para seu rendimento, uma vez que dele depende o bom desenvolvimento animal (TINÔCO, 2001). No entanto, esse processo representa uma parcela significativa do consumo energético total dos aviários, sendo que os custos com energia elétrica e combustível podem chegar a até 35% do custo total de produção (USP, 2022). Por isso, a adoção de sistemas de aquecimento eficientes é fundamental não apenas para garantir o bem-estar animal, mas também para otimizar o uso de energia, reduzindo custos operacionais e impactos ambientais.

No contexto biológico, os frangos de corte são considerados animais homeotérmicos, ou seja, possuem a capacidade de regular sua própria temperatura corporal (SCHIASSI *et al.*, 2015). Essa regulação térmica é realizada por meio do hipotálamo, órgão responsável por detectar variações de temperatura no ambiente e ativar mecanismos fisiológicos de termorregulação (ABREU & ABREU, 2004). Esses mecanismos envolvem, principalmente, o controle do fluxo sanguíneo por vasos localizados na superfície da pele, promovendo o equilíbrio térmico do animal.

Entretanto, nos primeiros dias de vida, os pintainhos não possuem a capacidade fisiológica de realizar a termorregulação de forma eficiente, sendo altamente dependentes de fontes externas de calor para manter sua temperatura corporal dentro de uma faixa adequada para o desenvolvimento.

Segundo Abreu (2003), a temperatura ideal no ambiente onde os animais estão alojados deve ser mantida entre 33 °C e 35 °C na primeira semana de vida, com uma redução gradual de aproximadamente 2,5 °C por semana, acompanhando o desenvolvimento do sistema termorregulador das aves. Moro (2008) complementa afirmando que a manutenção dessas condições térmicas nas fases iniciais é essencial para garantir a sobrevivência, o conforto térmico e o bom desempenho zootécnico dos frangos de corte.

2.2 SISTEMAS DE AQUECIMENTO

Aquecedores podem ser definidos como equipamentos destinados a elevar a temperatura de um fluido por meio da conversão de energia. Essa energia pode ser proveniente da queima de combustíveis fósseis, biomassa, eletricidade ou outras fontes térmicas, a depender da aplicação e das condições operacionais do sistema (ÇENGEL & BOLES, 2004; EMBRAPA, 2021).

Sob o ponto de vista energético, a evolução na concepção dos aquecedores deu-se, historicamente, pela busca por formas mais eficientes de transferência de calor, com menor consumo de energia (MORO, 1998).

No contexto da avicultura, onde o controle de temperatura possui total influência no desenvolvimento das aves, diferentes estratégias de aquecimento podem ser empregadas conforme o tipo de equipamento e sua distribuição no galpão. De acordo com Abreu (1988), o aquecimento em sistemas avícolas pode ser classificado em dois grupos distintos. O primeiro refere-se ao aquecimento central, que busca elevar a temperatura de forma relativamente homogênea em todo o volume do galpão, garantindo uma ambiência térmica uniforme. O segundo grupo corresponde ao aquecimento localizado, cujo princípio baseia-se na elevação da temperatura apenas na superfície onde os pintinhos são alojados, concentrando o calor nas zonas de permanência dos animais.

2.2.1 Campânulas a gás

A utilização de campânulas a gás em aviários configura-se como uma das alternativas de aquecimento mais empregadas no setor, sendo sua denominação atribuída ao formato característico do refletor, visto na FIGURA 1 abaixo. Seu sistema opera com possibilidade de operação a partir de dois tipos distintos de combustíveis: o gás natural e o Gás Liquefeito de Petróleo (GLP).

FIGURA 1: CAMPÂNULA A GÁS



FONTE: Avioeste (2025).

Sua forma de transferência de calor ocorre predominantemente por condução e convecção. Por esse motivo, sua instalação deve ser alocada a pouca altura do chão e conseqüentemente das aves, ocasionando uma distribuição de temperatura não uniforme em seu raio de ação (MORO, 1998).

DE LEVA (2002), cita que esse tipo de aquecedor apresenta dois níveis de regulação de temperatura, que podem ser controlados manualmente nas posições "alta" e "baixa", sendo recomendado para o aquecimento de, no máximo, 500 pintainhos por unidade. Além disso, destaca-se pela elevada durabilidade, baixo índice de manutenção e boa mobilidade, permitindo sua reinstalação de forma prática e rápida em diferentes pontos do aviário.

Apesar dos benefícios, Abreu (2003) ressalta que a instalação das campânulas a cerca de um metro do chão dificulta a propagação uniforme do calor e favorece a permanência dos gases provenientes da combustão próximos às aves, o que pode comprometer sua saúde respiratória e elevar os índices de mortalidade.

2.2.2 Campânulas elétricas

Abreu & Abreu (1999) destacam que os sistemas de aquecimento por resistências elétricas tiveram grande aplicação em instalações destinadas à criação de grupos reduzidos de aves. Contudo, sua utilização foi gradualmente substituída nas granjas industriais modernas, onde a elevada densidade de criação por metro quadrado exige soluções mais robustas e economicamente viáveis.

Dentre as opções disponíveis, as campânulas elétricas se sobressaem por não emitirem gases poluentes localmente, como monóxido (CO) e dióxido de carbono (CO₂), uma vez que utilizam energia elétrica como fonte primária e realizam a transferência térmica predominantemente por condução e radiação através de sua resistência, como visto na FIGURA 2 (VIGODERIS, 2006).

Entretanto, o uso da energia elétrica representa também a principal limitação desse sistema, pois o uso de lâmpadas infravermelhas apresenta um consumo de até 3,2 vezes mais energia que sistemas a gás ou biomassa, inviabilizando sua aplicação nas granjas comerciais (ABREU & ABREU, 2002).

FIGURA 2: CAMPÂNULA ELÉTRICA



FONTE: Pet aves (2024).

2.2.3 Aquecedores a lenha

Os aquecedores que utilizam lenha como combustível figuram entre os primeiros métodos adotados para o aquecimento de aves (ABREU, ÁVILA & SCHIMIDT, 2024). Segundo Lopes (2002), esses dispositivos são projetados para assegurar a queima completa do combustível de forma eficiente e contínua, em condições que favoreçam o máximo aproveitamento da energia térmica liberada durante a combustão, com o maior rendimento possível.

Conforme ilustrado na FIGURA 3, os aquecedores de ar utilizados na avicultura promovem a transferência de calor para o ambiente das aves predominantemente por convecção térmica, tendo o ar como meio intermediário. Contudo, segundo Abreu & Abreu (2002), o uso da lenha como fonte de calor apresenta algumas limitações: não proporciona uma temperatura constante, frequentemente ultrapassa os valores recomendados, exige maior demanda de mão de obra e dificulta o controle térmico do ambiente.

Apesar dessas desvantagens, o uso da lenha pode representar uma alternativa economicamente viável, especialmente em regiões com abundância de biomassa e disponibilidade de mão de obra. Silva & Cordeiro (2009) reforçam esse ponto ao salientar que, por se tratar de uma fonte renovável de biomassa, o produtor pode gerar seu próprio combustível em sua propriedade, bastando para isso possuir um programa de reflorestamento.

FIGURA 3: AQUECEDOR À LENHA



FONTE: Debona (2023).

A seguir, são vistos no QUADRO 1 abaixo alguns pontos comparativos entre esses meios de aquecimentos em aviários.

QUADRO 1 – COMPARATIVO DAS FONTES DE AQUECIMENTO

Sistemas de aquecimento	Tipo de transf. de calor	Vantagens	limitações
Campânula a gás	Condução e convecção	Baixo custo de operação; durabilidade; boa mobilidade	Distribuição térmica não uniforme; emissão de gases da combustão próximo às aves
Campânula elétrica	Condução e radiação	Não emite gases poluentes; seguro para pequenos lotes	Alto consumo de energia elétrica; inviável economicamente em larga escala
Aquecedor a lenha	Convecção	Baixo custo de operação em regiões com biomassa; possibilidade de autossuficiência energética	Temperatura instável; demanda de mão de obra elevada; difícil controle térmico

FONTE: O autor (2025).

2.3 MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

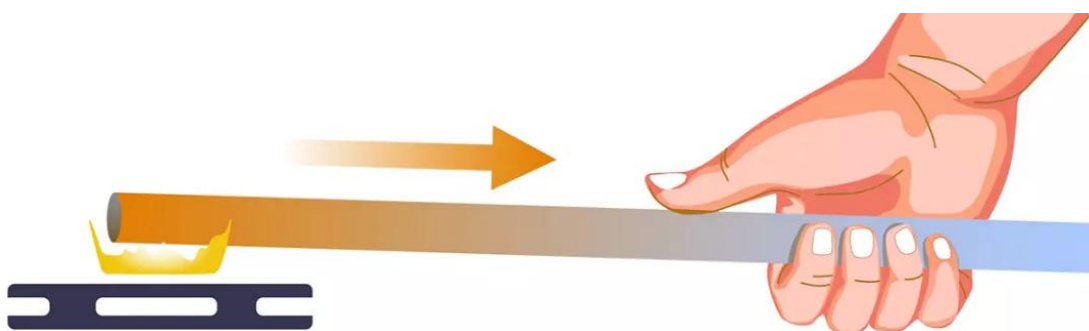
O calor é definido como uma forma de energia que se transfere de um sistema para outro em decorrência de uma diferença de temperatura entre eles. A ciência que estuda as taxas dessa transferência é denominada transferência de calor, conforme descrito por Çengel & Ghajar (2009).

Esse fenômeno ocorre sempre que uma superfície ou corpo apresenta temperatura acima do zero absoluto, sendo capaz de rejeitar calor para o ambiente ao seu redor. A transferência de calor pode ocorrer por meio de três mecanismos distintos, ou seja, por condução, convecção e radiação, onde os mesmos foram descritos nos tópicos 2.3.1, 2.3.2 e 2.3.3, respectivamente.

2.3.1 Transferência de calor por condução

De acordo com Bergman (2019), a condução térmica é o processo de transferência de energia entre as partículas de uma substância, no qual aquelas com maior energia interna transferem parte dessa energia para partículas adjacentes com menor energia, por meio de interações microscópicas. Esse mecanismo ocorre mesmo na ausência de movimento macroscópico da matéria. Em termos mais concisos, o calor é sempre transferido do corpo com maior temperatura para aquele com menor temperatura, como visto na FIGURA 4.

FIGURA 4 — REPRESENTAÇÃO DE CONDUÇÃO



FONTE: Atlas Copco (2025).

De acordo com Çengel e Ghajar (2009), a condução térmica pode ocorrer em sólidos, líquidos ou gases, desde que não haja transporte de massa ou que os fluidos estejam em repouso. Nos sólidos, esse processo é geralmente mais eficiente, especialmente nos materiais metálicos, em virtude da presença de elétrons livres que facilitam a transferência de energia térmica. Os parâmetros necessários para o cálculo da condução de calor estão representados na equação (1), apresentada a seguir.

$$Q = -k * A * \left(\frac{\Delta T}{\Delta x} \right) \quad (1)$$

Onde:

Q = Calor transferido (W);

k = Condutividade térmica do material ($W * m^{-1} * ^\circ C^{-1}$);

A = Área de fluxo de calor (m^2);

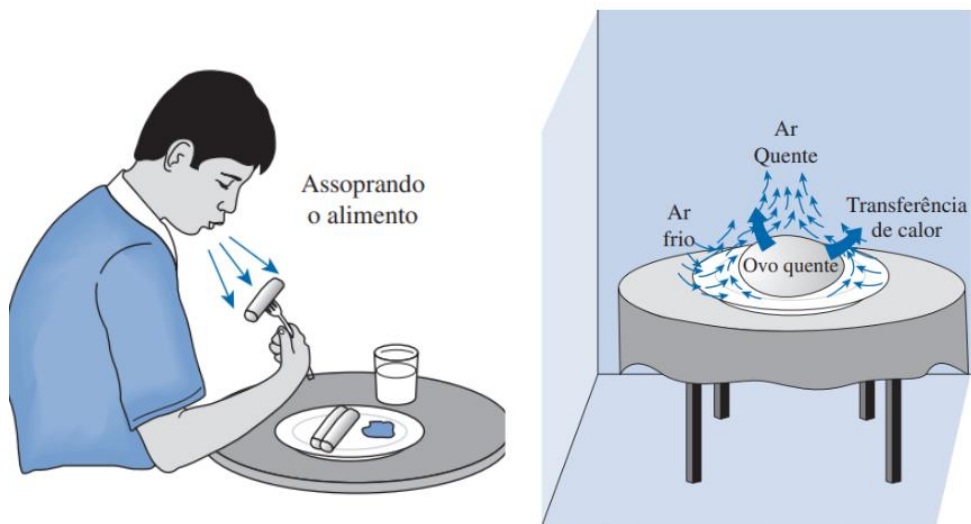
ΔT = Diferença de temperatura ($^\circ C$);

Δx = Distância (m).

2.3.2 Transferência de calor por convecção

Convecção pode ser descrita como a transferência de energia entre uma superfície e um fluido em movimento sobre essa superfície (BERGMAN, 2019), podendo ser caracterizada como sendo natural ou forçada. A convecção irá depender exclusivamente de como o movimento do fluido é iniciado (ÇENGEL & GHAJAR, 2009), podendo ela ocorrer de forma natural ou forçada, como visto na figura abaixo.

FIGURA 5 – CONVECÇÃO FORÇADA X CONVECÇÃO NATURAL



FONTE: Adaptado de Çengel (2025).

Çengel & Ghajar (2009) complementam que na convecção forçada, o movimento do fluido é provocado por fontes externas, como ventiladores, sopradores ou bombas, que direcionam o escoamento sobre superfícies aquecidas, como tubulações ou trocadores de calor. Já na convecção natural, o movimento do fluido ocorre em função de variações de densidade causadas por gradientes de temperatura. Um exemplo clássico são as massas de ar atmosféricas, que se deslocam em resposta ao aquecimento desigual da superfície terrestre. Para o cálculo de transferência de calor por convecção, a equação 2 abaixo representa a fórmula geral.

$$Q = H * A * t * \Delta T \quad (2)$$

Onde:

Q = Transferência de calor por convecção (W);

H = Coeficiente de transferência de calor por convecção ($\text{W} * \text{m}^{-2} * ^\circ\text{C}^{-1}$);

A = Área de superfície (m^2);

t = Tempo (s);

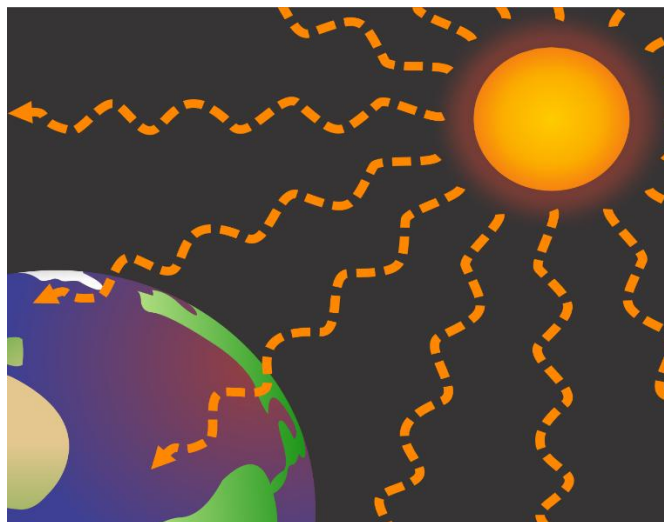
ΔT = Diferença de temperatura entre a superfície e o fluido ($^\circ\text{C}$).

2.3.3 Transferência de calor por radiação

A radiação térmica é uma forma de energia emitida por qualquer matéria que se encontre a uma temperatura acima do zero absoluto, podendo propagar-se por meios sólidos, líquidos, gasosos ou até mesmo no vácuo (BERGMAN, 2019). Um exemplo pode ser visto na

FIGURA 6 , onde a radiação emitida pelo sol se propaga pelo vácuo e atinge a superfície terrestre.

FIGURA 6 – REPRESENTAÇÃO DE RADIAÇÃO



FONTE: UFSC (2015).

Diferentemente dos mecanismos de condução e convecção, a radiação não requer a presença de matéria para ocorrer, sendo transmitida por meio de ondas eletromagnéticas. Dessa forma, todo corpo com temperatura diferente de seu entorno

emite radiação, a qual, ao ser absorvida por outro corpo, é convertida em energia térmica (DIÓRIO & OLIVEIRA, 2020).

A seguir, apresenta-se uma das formas de transferência de calor por radiação, a equação de Stefan-Boltzmann, na forma de radiação líquida, que é aplicada quando uma superfície quente troca calor por radiação com outra superfície ou ambiente mais frio.

$$Q = \varepsilon * \sigma * A * (T_{superfície}^4 - T_{ambiente}^4) \quad (3)$$

Onde:

Q = Transferência de calor por radiação (W);

ε = Emissividade da superfície (entre 0 e 1);

σ = Constante de Stefan-Boltzmann ($W * m^{-2} * K^{-4}$);

A = Área da superfície (m^2);

$T_{superfície}$ = Temperatura da superfície ($^{\circ}C$);

$T_{ambiente}$ = Temperatura do ambiente ao redor ($^{\circ}C$).

No aquecedor, as três formas de transferência de calor ocorrem sequencialmente. Inicialmente, o calor gerado pela queima do combustível é transferido por radiação térmica até a serpentina localizada na extremidade superior do forno. A partir daí, o calor é conduzido entre as paredes metálicas da serpentina, atingindo sua parte interna. Em seguida, o calor é transferido para o ar de aquecimento por convecção, sendo este ar então conduzido de forma forçada para o interior do avião, por meio de um motor de sucção.

2.4 TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor são dispositivos que facilitam a troca de calor entre dois fluidos que se encontram em diferentes temperaturas, evitando a mistura de um com o outro (ÇENGEL & GHAJAR, 2009). Esses equipamentos são amplamente utilizados em aplicações industriais e residenciais, desde sistemas simples, como recuperadores de calor em aquecedores de ar, até processos complexos de troca térmica em grandes usinas termelétricas.

Na avicultura, os trocadores de calor podem ser empregados para realizar a troca térmica entre gases quentes e o ar de aquecimento do aviário ou, ainda, para pré-aquecer o ar de combustão que será introduzido no aquecedor. Essa aplicação possibilita um melhor aproveitamento energético, contribuindo para a estabilização térmica do ambiente e para o aumento da eficiência global do sistema de aquecimento. Como resultado, há uma redução na demanda de combustível necessária para manter as condições operacionais ideais.

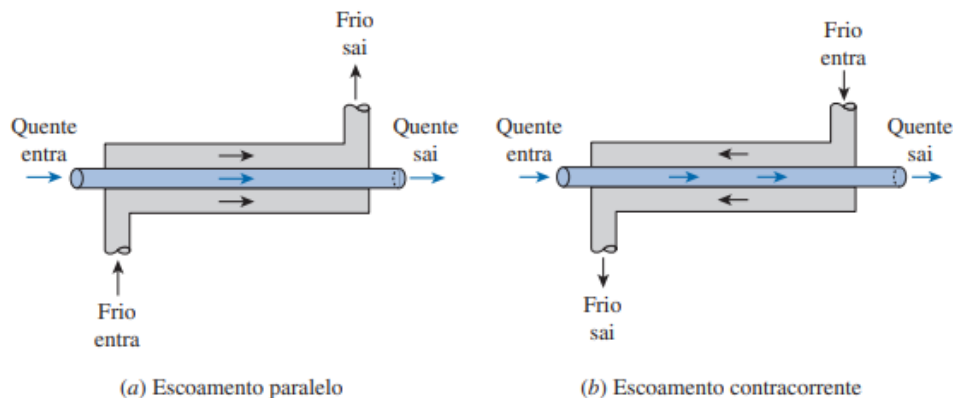
Devido à sua versatilidade, a caracterização dos trocadores de calor pode variar conforme a disposição dos fluxos térmicos, o tipo de construção e o regime de escoamento adotado (BERGMAN, 2019). Por exemplo, o escoamento pode ocorrer de forma paralela ou em contracorrente, vistos na FIGURA 7.

Em escoamento paralelo, os dois fluidos entram no equipamento pelo mesmo lado e fluem na mesma direção, trocando calor indiretamente ao longo do percurso até a saída. Nesse tipo de configuração, o fluido frio pode, no máximo, atingir a temperatura de saída do fluido quente, mas nunca o superar. Caso contrário, haveria uma violação da Primeira Lei da Termodinâmica, a qual estabelece que “a energia não pode ser criada nem destruída durante um processo, ela pode apenas mudar de forma” (ÇENGEL & BOLES, 2004).

Na configuração de escoamento contracorrente, os fluidos circulam em direções opostas dentro do trocador de calor. Ou seja, o fluido frio entra pela extremidade oposta àquela pela qual entra o fluido quente. Essa disposição permite uma maior eficiência na transferência térmica, pois permite uma diferença de temperatura menor entre os fluidos ao longo do percurso. Nesse caso, o fluido frio de saída pode ser superior a temperatura do fluido quente de saída.

Quanto à construção, destacam-se dois tipos principais: os trocadores de calor do tipo tubular e os do tipo placas. No primeiro caso, há subdivisões como o modelo de casco e tubo, tubo duplo e serpentina, sendo amplamente utilizados em aplicações industriais que exigem robustez e resistência a pressões elevadas.

FIGURA 7: TROCADOR DE CALOR - ESCOAMENTOS



FONTE: Çengel e Ghajar (2009).

2.5 MODELAGEM COMPUTACIONAL PARA O SISTEMA

A modelagem computacional em sistemas de combustão é uma ferramenta essencial para simular o comportamento térmico e químico de processos de queima, ao qual a mesma permite antecipar dados como temperatura, composição dos gases, eficiência de queima e perdas térmicas. Tais modelagens geralmente envolvem a solução simultânea de equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento, além das reações químicas envolvidas (TANVIR & CUNNINGHAM, 2013).

O Engineering Equation Solver (EES) é um software amplamente utilizado na engenharia para a resolução de equações algébricas e diferenciais aplicadas a sistemas térmicos. Sua interface combina ferramentas de modelagem termodinâmica com bibliotecas de propriedades de fluidos, permitindo simulações eficientes de processos energéticos. Entre suas aplicações mais recorrentes, destacam-se os cálculos de balanços de energia e exergia, a avaliação de ciclos térmicos e a análise de eficiência em trocadores de calor (KLEIN; NELLIS, 2013).

A combustão promovida por aquecedores utilizados na avicultura também pode ser representada por meio de modelagem computacional, permitindo a previsão dos efeitos térmicos e energéticos gerados no sistema. Para isso, diferentes bibliografias oferecem fundamentos teóricos e metodológicos aplicáveis a softwares específicos de simulação. No presente trabalho, adotou-se a metodologia de análise da combustão descrita por Bazzo (1995), a qual apresenta ferramentas essenciais para o cálculo de parâmetros como a vazão mássica de ar, as perdas associadas à combustão, a energia útil disponível e demais grandezas necessárias à modelagem

energética do sistema. Esses elementos serviram de base para a abordagem metodológica descrita a seguir.

3 MATERIAL E MÉTODOS

Este trabalho tem por objetivo avaliar, de forma teórica, a viabilidade econômica da adaptação de um trocador de calor acoplado a um aquecedor de ar utilizado em aviários.

Dessa forma, inicialmente foi realizada uma avaliação da localidade onde se pretende aplicar o sistema de aquecimento. Como ponto de referência, definiu-se a cidade de Palotina (PR), considerando que o presente estudo está sendo desenvolvido nesta região e por se tratar de uma área geograficamente estratégica. De acordo com o site Agrimídia (2025), o Oeste do Paraná destaca-se nacionalmente como um dos principais centros da suinocultura e avicultura no país sendo que Palotina figura entre os principais polos dessa cadeia produtiva.

Conforme reportado pela empresa jornalística Folha de Palotina (2023), o município registrou, no ano de 2023, um Valor Bruto da Produção Agropecuária (VBP) superior a R\$ 1,8 bilhão, sendo que mais de R\$ 600 milhões desse total foram oriundos da produção de frango de corte, evidenciando a importância econômica da avicultura para a cidade.

Em relação às suas características geográficas, de acordo com o portal Cidade-Brasil (2025), Palotina possui uma extensão territorial de 651,2 km², está situada a 335 metros de altitude e apresenta as seguintes coordenadas geográficas: latitude 24° 17' 2" Sul e longitude 53° 50' 24" Oeste.

Com base na localidade em estudo, procedeu-se à análise das temperaturas médias anuais registradas na região, com o intuito de obter uma estimativa mais precisa dos dados climáticos utilizados no desenvolvimento do projeto. Esses valores são apresentados na FIGURA 8.

FIGURA 8: TEMPERATURA DE PALOTINA, 1999 A 2021

	janeiro	fevereiro	março	abril	maio	junho	julho	agosto	setembro	outubro	novembro	dezembro
Temperatura média (°C)	25.9	25.8	25.1	23.4	19.4	18.3	17.8	19.8	21.9	24	24.5	25.5
Temperatura mínima (°C)	22.3	22.2	21.5	19.6	16	14.9	14.1	15.4	17.3	19.9	20.4	21.8
Temperatura máxima (°C)	30.3	30.2	29.6	28	23.7	22.7	22.8	25.4	27.5	29.1	29.2	30
Chuva (mm)	159	155	119	110	143	126	98	87	143	182	153	167
Umidade (%)	75%	75%	72%	71%	74%	76%	72%	64%	63%	68%	69%	72%
Dias chuvosos (d)	13	12	10	6	7	6	6	5	7	10	9	11
Horas de sol (h)	9.1	9.0	8.7	8.5	7.4	7.6	8.3	9.1	9.1	9.1	9.5	9.6

FONTE: Adaptado de Climate Data (2025).

Os dados apresentados acima evidenciam que a cidade de Palotina (PR) apresenta ampla variação térmica ao longo do ano, sendo a diferença entre as temperaturas mínima e máxima relativamente amena em apenas três meses. Diante a isto, optou-se por estimar dois cenários distintos para análise, com o objetivo de avaliar as condições de operação do aquecedor em diferentes situações climáticas.

Considerando a necessidade de aquecimento térmico em seis lotes de aves ao longo do ano, definiu-se que dois lotes seriam submetidos a condições típicas de inverno, enquanto os quatro restantes estariam sob condições de verão. Com base na FIGURA 8, para os meses de inverno, adotou-se uma temperatura média diária de 16 °C, considerando que a demanda por aquecimento ocorre principalmente durante a noite, quando as temperaturas são mais baixas. Já para os meses mais quentes, utilizou-se uma temperatura média de 25 °C ao longo do dia, representando as condições médias de operação do sistema de aquecimento no verão.

Naturalmente, as condições de operação do aquecedor variam conforme a estação do ano, exigindo um maior aporte energético no inverno para garantir a faixa ideal de temperatura para os pintainhos. Contudo, a acoplagem do trocador de calor tende a proporcionar uma fração percentual de economia semelhante em ambos os períodos.

Embora, em valores absolutos, a quantidade de combustível economizada no inverno seja maior devido à maior demanda térmica, o consumo total também será proporcionalmente mais elevado. Dessa forma, a relação entre energia recuperada e energia demandada (ou seja, a eficiência relativa do sistema) tende a se manter aproximadamente constante entre as estações, resultando em um balanço energético

com comportamento semelhante, independentemente das condições climáticas externas.

Além disso, foram aplicados os valores de umidade relativa do ar observados na FIGURA 8, uma vez que a região, caracterizada por um clima temperado e quente, apresenta elevados índices de pluviosidade ao longo do ano.

3.1 DESENVOLVIMENTO DO MODELO TEÓRICO DE AVALIAÇÃO

Para desenvolvimento do trabalho, optou-se pela utilização de um aquecedor de ar híbrido como fonte de calor, com capacidade de operar tanto com pellets quanto com lenha. Entretanto, para o presente projeto, definiu-se a utilização exclusiva do pellet de pinus como combustível, com o intuito de obter maior precisão nos cálculos energéticos e econômicos relacionados ao consumo.

Além disso, o pellet de pinus apresenta um custo médio de R\$ 1.120,00 por tonelada e destaca-se por sua ampla disponibilidade na região Oeste do Paraná, favorecida pela forte presença da indústria madeireira e de processamento de resíduos florestais. Os dados de composição elemental dessa biomassa foram obtidos a partir do banco de dados *Phyllis2*, mantido pela *Netherlands Organisation for Applied Scientific Research* (TNO), e estão apresentados na TABELA 1.

TABELA 1 - ANÁLISE QUÍMICA DO PELLETT DE PINUS

Elementos em base seca	Fração do elemento químico (kg/kg comb.)
Carbono	0,5133
Hidrogênio	0,0613
Oxigênio	0,4197
Nitrogênio	0,0012
Enxofre	0,0002
Cloro	0,0007
Cinzas	0,0036

FONTE: TNO (2025).

Além disso, na TABELA 2 são apresentados os dados da análise imediata do combustível, incluindo o valor do poder calorífico superior (PCS), o qual representa um parâmetro fundamental para a condução dos cálculos energéticos subsequentes.

TABELA 2 - ANÁLISE IMEDIATA DO PELLET DE PINUS

Propriedades em base seca	Valores
Carbono fixo (kg/kg _{comb})	0,1520
Voláteis (kg/kg _{comb})	0,8444
Poder calorífico superior (kJ/kg)	20480

FONTE: TNO (2025).

Adotaram-se, também, valores médios para as condições climáticas ambientais distinguindo as variações para o caso de inverno e verão apresentado na TABELA 3. Essa abordagem visa garantir maior precisão nos resultados mantendo os dados operacionais constantes ao longo de toda análise.

TABELA 3 - CONDIÇÕES AMBIENTE

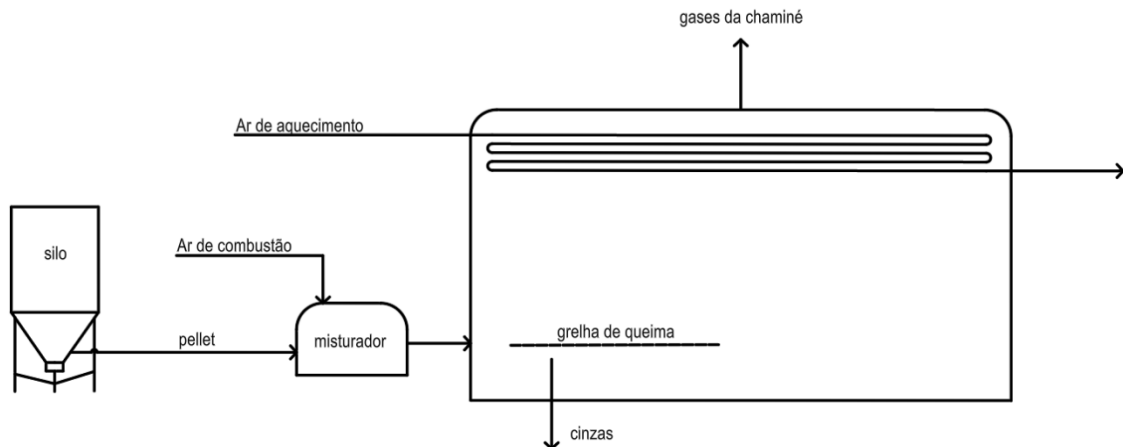
Condições de operação	Verão	Inverno
Temperatura de referência (°C)	25	16
Pressão ambiente (kPa)	101,325	101,325
Umidade relativa do ar (%)	71	71
Entalpia do vapor de água (kJ/kg)	2442	2463
Umidade absoluta (kg/kg)	0,01413	0,008020

Fonte: o autor (2025).

O funcionamento do sistema visto na FIGURA 9 inicia-se com a alimentação dos pellets no misturador, por meio de uma tubulação com rosca interna. Nesse estágio, o combustível é combinado ao ar de combustão e conduzido até a fornalha, onde ocorre a queima da biomassa. Na parte superior da câmara de combustão, o ar de aquecimento percorre uma serpentina, realizando troca térmica indireta com os gases quentes gerados na queima. Esse ar, ao atingir a temperatura desejada, é então direcionado para o interior do aviário por meio de tubulações, promovendo o aquecimento do ambiente.

As cinzas geradas são depositadas em uma gaveta coletora posicionada abaixo da grelha de queima, enquanto os gases resultantes da combustão são encaminhados à atmosfera por meio da chaminé.

FIGURA 9: CENÁRIO INICIAL



Fonte: O autor (2025).

Esses equipamentos podem apresentar um rendimento térmico bastante elevado na conversão de energia química em energia térmica, atingindo valores de eficiência próximos a 80%. No entanto, uma parcela da energia é diretamente perdida para o meio ambiente (BAZZO, 1995).

Com base na FIGURA 9 apresentada, é possível identificar quatro principais fontes de perdas no sistema:

- Perdas por dissipação térmica na carcaça da fornalha, resultantes da condução e radiação de calor para o ambiente, representando a geração de entropia no processo;
- Energia térmica retida nas cinzas descartadas, que ainda contêm calor residual ao serem removidas;
- Perdas associadas aos gases quentes liberados pela chaminé, que carregam consigo uma parcela de energia térmica não aproveitada;
- Carbono incombusto, que permanece nas cinzas sem participar do processo de combustão, representando perda de potencial energético.

A análise termodinâmica do aquecedor foi realizada utilizando-se o software *Engineering Equation Solver* (EES).

O cenário proposto considerou um aviário com dimensões de 150 m × 16 m, totalizando uma área de alojamento de 2.400 m² e capacidade para 37 mil aves. A quantidade de animais alojados no galpão é um dado essencial para, ao final, estimar

a vazão mássica de combustível necessária para garantir o aquecimento adequado de cada pintainho ao longo de um lote.

Para estimar a economia potencial, foram utilizados dados coletados em aviários vinculados a uma empresa localizada no Oeste do Paraná. Com base nessas informações, foi possível determinar o consumo médio por lote e a quantidade média de biomassa necessária para o aquecimento de cada ave, conforme apresentado na TABELA 7. Esses valores foram quantificados a partir das equações (4) a (6) e estão detalhados na TABELA 8.

$$\text{consumo total de pellet} = n^{\circ} \text{ aves} * \text{consumo de pellet} * n^{\circ} \text{ lotes} \quad (4)$$

$$\text{horas de operação} = \frac{\text{consumo total de pellet}}{\text{vazão comb.}} \quad (5)$$

$$\text{custo final} = \text{preço do pellet} * \text{consumo total de pellet} \quad (6)$$

3.1.1 Massa do ar de combustão

O processo de combustão deve seguir princípios fundamentais que garantam economia e eficiência na queima do combustível. Para evitar perdas, é essencial que o suprimento de ar seja bem controlado, que a proporção da mistura ar/combustível seja adequada, que o tempo de combustão seja suficiente e que as temperaturas envolvidas estejam dentro de faixas compatíveis com o processo.

A proporção da mistura ar/combustível está diretamente relacionada aos valores de ar de combustão, os quais, por sua vez, dependem da composição química do combustível, podendo resultar em variações na vazão de ar requerida. O ar estequiométrico, representado pela equação (7), refere-se à quantidade mínima de ar necessária para garantir a combustão completa do combustível. Já a massa de ar seco, conforme expressa na equação (8), corresponde à quantidade de ar efetivamente fornecida ao processo, composta pelo ar estequiométrico acrescido de um percentual de excesso de ar, com o objetivo de assegurar uma queima completa e eficiente.

$$m_{ar^{\circ}} = 138,2 * \left(\frac{C_q}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} + \frac{O}{32} \right) \quad (7)$$

$$m_{ars} = e * m_{ar^{\circ}} \quad (8)$$

Onde:

$m_{ar^{\circ}}$ = Massa de ar estequiométrico seco ($kg_{ar} * kg^{-1}_{comb.}$);

m_{ars} = Massa de ar seco real ($kg_{ar} * kg^{-1}_{comb.}$);

C_q = Carbono que queima;

H = Hidrogênio;

S = Enxofre;

O = Oxigênio;

e = Excesso de ar (%).

Para o valor de excesso de ar, optou-se por adotar um coeficiente de 40%, em conformidade com metodologias usualmente aplicadas em caldeiras de porte industrial, como a bibliografia de Bazzo (1995). Embora essa norma seja voltada especificamente à determinação do rendimento térmico de caldeiras, sua aplicação ao aquecedor de ar justifica-se pela similaridade dos princípios de combustão envolvidos. A adoção desse coeficiente visa assegurar uma combustão mais completa da biomassa, uma vez que o fornecimento controlado de ar em excesso contribui para a oxidação total do combustível, reduzindo a formação de resíduos não queimados e promovendo maior eficiência no processo.

Além disso, pode haver a presença de vapor de água no ar de combustão, cuja quantidade pode ser estimada por meio da equação (9), a fim de identificar a parcela de umidade no ar de admissão em relação à massa de combustível. Considerando esse fator, a massa real de ar que deve ser introduzida no sistema para garantir a queima completa do combustível é determinada pela equação (10), conforme apresentado a seguir.

$$m_{H_2O} = \omega_{amb} * m_{ars} \quad (9)$$

$$m_{ars} = e * m_{ar^{\circ}} \quad (10)$$

Onde:

m_{H_2O} = Massa de água presente no ar ($kg_{H_2O} * kg^{-1}_{ar}$);

ω_{amb} = Fração de vapor de água por quilograma de ar seco ($kg_{H_2O} * kg^{-1}_{ar}$);

$m_{ar,real}$ = Massa de ar real presente no sistema ($kg_{H_2O} * kg^{-1}_{ar}$);

m_{ars} = Massa de ar seco real ($kg_{ar} * kg^{-1}_{comb.}$);

m_{ar}° = Massa de ar estequiométrico seco ($kg_{ar} * kg^{-1}_{comb.}$);

e = Excesso de ar (%).

Um fator relevante também é considerar a parcela de Carbono que será queimado no processo, uma vez que pode ocorrer combustão imparcial de seus parâmetros por arraste ao cinzeiro ocasionados pelo uso da grelha de queima. Por isso, na equação (7) acima foi adotada a expressão “Cq”. Diante a isto, a equação (11) representa esse parâmetro avaliado.

$$C_q = \frac{C*(1-C_{nq})-(C_{nq}*C_z)}{1-C_{nq}} \quad (11)$$

Onde:

C_q = Carbono que queima ($kg_C * kg^{-1}_{comb.}$);

C_{nq} = Carbono que não queima ($kg_C * kg^{-1}_{comb.}$);

C_z = Cinzas ($kg_{cinzas} * kg^{-1}_{comb.}$).

3.1.2 Massa e volume dos gases de combustão

A vazão mássica dos gases de combustão (Equação 12) permite quantificar a massa total de produtos gasosos gerados durante o processo de queima e, a partir desse valor, identificar perdas energéticas associadas ao transporte de calor pelos gases de exaustão.

O volume de gases de combustão (equação 13) também integram a estequiometria da combustão e são fundamentais para o dimensionamento de componentes do sistema, tais como chaminés e tubulações, pois definem a vazão volumétrica que esses elementos devem suportar para assegurar a exaustão e dispersão adequadas dos produtos de combustão.

Adicionalmente, o acompanhamento desses volumes possibilita verificar se o excesso de ar no aquecedor está dentro da faixa ideal para combustão: volumes acima do previsto denunciam excesso de ar, com consequente redução da temperatura de chama e da eficiência térmica; volumes abaixo indicam falta de ar e acrescentam na formação de monóxido de carbono (CO).

$$m_{gc} = \left[44 * \left(\frac{C_q}{12} \right) + 64 * \left(\frac{S}{32} \right) + 18 * \left(\frac{H}{2} \right) + w + N + (m_{ar,N_2} * m_{ar}^{\circ} * (1 + e)) \right. \\ \left. + (m_{ar}^{\circ} * m_{ar,O_2} * e) + (m_{ar,real} * \omega_{amb}) \right] \quad (12)$$

$$v_g = \left\{ 22,4 * \left[\frac{C}{12} + \frac{S}{32} + \frac{N}{28} + \frac{H}{2} + \left(\frac{\omega_{amb} * m_{ar} + w}{18} \right) \right] + (V_{ar,N_2} * V_{ar}^{\circ} * (1 + e)) \right. \\ \left. + (v_{ar,O_2} * v_{ar}^{\circ} * e) \right\} \quad (13)$$

Onde:

m_{gc} = Massa real de gases de combustão ($kg_{gases} * kg^{-1}_{comb.}$);

v_g = Volume real de gases de combustão ($nm^3 * kg^{-1}_{comb.}$);

C_q = Carbono que queima;

C = Carbono;

S = Enxofre;

H = Hidrogênio;

N = Nitrogênio;

v_{ar}° = Volume do ar estequiométrico ($nm^3 * kg^{-1}_{comb.}$);

w = Umidade do combustível ($kgH_2O * kg^{-1}_{ar}$);

V_{ar,N_2} = Volume de ar do Nitrogênio ($kmol * kmol^{-1}$);

V_{ar,O_2} = Volume de ar de Oxigênio ($kmol * kmol^{-1}$);

m_{ar,O_2} = Massa de ar de oxigênio ($kgH_2O * kg^{-1}_{ar}$);

$m_{ar,real}$ = Massa de ar real presente no sistema ($kgH_2O * kg^{-1}_{ar}$);

m_{ars} = Massa de ar seco real ($kg_{ar} * kg^{-1}_{comb.}$);

m_{ar}° = Massa de ar estequiométrico seco ($kg_{ar} * kg^{-1}_{comb.}$);

ω_{amb} = Fração de vapor de água por quilograma de ar seco ($kgH_2O * kg^{-1}_{ar}$);

e = Excesso de ar (%).

De acordo com Abreu & Abreu (2008), o valor ideal de umidade para pellets e briquetes de madeira é de 8%. Garcia & Caraschi & Ventorin (2013) também afirmam que o *material* deve ser produzido com umidade inferior a 10%. Nesse trabalho adotou-se um valor de 10% de umidade para o pellet na realização dos cálculos acima.

Os valores de concentração de oxigênio e temperatura dos gases foram obtidos a partir de um ensaio real previamente conduzido pelo Laboratório de Produção de Biocombustíveis (LPB). As medições foram realizadas em uma empresa da região, utilizando um equipamento específico para análise de gases de combustão.

A partir do mesmo medidor, também foi obtida a temperatura de saída dos gases de exaustão, que apresentou um valor médio de 370 °C. Com isso, torna-se possível a avaliação da taxa de transferência de calor conduzido junto aos gases de combustão.

Vale ressaltar que os dados adotados resultam da repetição do experimento em diferentes ocasiões, tendo apresentado consistência e baixa variação nos resultados obtidos.

3.1.3 Perdas na combustão

Inicialmente, calcula-se a variação de entalpia em relação as temperaturas de entrada e saída de cada gás resultante da queima, sendo eles: dióxido de carbono (CO₂), dióxido de enxofre (SO₂), nitrogênio (N₂), oxigênio (O₂) e vapor de água (H₂O).

$$q_{gc} = \frac{\left\{ \left(44 \cdot \frac{C_q}{12} \cdot \Delta h_{CO_2} \right) + \left(64 \cdot \frac{S}{32} \cdot \Delta h_{SO_2} \right) + N + (m_{ar} \cdot e) \cdot \Delta h_{N_2} + (m_{ar} \cdot m_{ar,O_2} \cdot \Delta h_{O_2}) + \left(18 \cdot \frac{H}{2} \right) + w + (m_{ar,real} \cdot \omega_{amb} \cdot \Delta h_{H_2O}) \right\}}{m_{gc}} \quad (14)$$

Onde:

q_{gc} = Calor perdido nos gases de combustão (kJ * kg⁻¹);

Δh_{CO_2} = Variação de entalpia do dióxido de carbono (kJ * kg⁻¹);

Δh_{SO_2} = Variação de entalpia do dióxido de enxofre (kJ * kg⁻¹);

Δh_{N_2} = Variação de entalpia do Nitrogênio (kJ * kg⁻¹);

Δh_{O_2} = Variação de entalpia do oxigênio (kJ * kg⁻¹);

Δh_{H_2O} = Variação de entalpia da água (kJ/kg);

m_{gc} = Massa real de gases de combustão (kg_{gases} * kg⁻¹_{comb.});

m_{arO2} = Massa de ar de oxigênio ($kgH_2O * kg^{-1}_{ar}$);

$m_{ar,real}$ = Massa de ar real presente no sistema ($kgH_2O * kg^{-1}_{ar}$);

m_{ar}° = Massa de ar estequiométrico seco ($kg_{ar} * kg^{-1}_{comb.}$);

v_g = Volume real de gases de combustão ($nm^3 * kg^{-1}_{comb.}$);

ω_{amb} = Fração de vapor de água por quilograma de ar seco ($kgH_2O * kg^{-1}_{ar}$);

w = Umidade do combustível ($kgH_2O * kg^{-1}_{ar}$);

C_q = Carbono que queima;

C = Carbono;

S = Enxofre;

H = Hidrogênio;

N = Nitrogênio;

e = Excesso de ar (%).

Vale ressaltar que os parâmetros sofrerão variações quando submetidos aos cenários de verão e inverno. As demais perdas, mencionadas anteriormente, estão descritas dentre as equações (15) a (18).

$$q_{cz} = cz * Cp_{cz} * (T_{cz} - T_{ref}) \quad (15)$$

$$q_{cnq} = \left(\frac{-C_{nq} * cz}{C_{nq} - 1} \right) * (33900 + \Delta hC) \quad (16)$$

$$q_{rc} = PCI_{comb} * calor \quad (17)$$

$$q_{co} = 126 * v_g * teor_{co,chaminé} \quad (18)$$

Onde:

q_{cz} = Calor das cinzas ($kJ * kg^{-1}_{comb}$);

q_{cnq} = Calor contido no carbono não queimado ($kJ * kg^{-1}_{comb}$);

cz = Cinzas;

q_{rc} = Calor perdido pela carcaça por radiação e convecção ($kJ * kg^{-1}_{comb}$);

q_{co} = Calor perdido pela umidade ($kJ * kg^{-1}$);

PCI_{comb} = Poder calorífico inferior do combustível ($kJ * kg^{-1}$);

Calor = fração de calor perdido na carcaça (%);

Δh_C = Variação de entalpia do carbono ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$);

T_{cz} = Temperatura das cinzas ($^{\circ}\text{C}$);

T_{ref} = Temperatura de referência ($^{\circ}\text{C}$);

CP_{cz} = Calor específico das cinzas ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$);

$Teor_{CO, chaminé}$ = Teor de monóxido de carbono na chaminé (ppm).

Para este projeto, considerou-se que as perdas térmicas através das fronteiras do sistema correspondem a 3% da energia total disponível, em conformidade com a metodologia proposta por Bazzo (1995).

A temperatura das cinzas pode variar conforme o tipo de grelha e cinzeiro utilizados (Bizzo, 2003). Para este projeto, adotou-se o valor de 1100°C , correspondente à temperatura típica atingida pela chama do combustível dentro do aquecedor durante o processo de combustão. Quanto ao calor específico das cinzas, foi adotado o valor de $1,25 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$, conforme Bizzo (2003).

Por fim, a perda associada à formação de monóxido de carbono (CO) foi estimada com base nos valores de 200 partes por milhão (ppm) obtidos no experimento realizado pelo LPB.

3.1.4 Balanço de energia do aquecedor

A determinação das dimensões da tubulação responsável por conduzir o ar de aquecimento para o interior do aviário configura-se como um parâmetro fundamental para a avaliação final do balanço de massa do sistema. Considerando as dimensões do barracão, identificou-se a necessidade da utilização de dois dutos de aquecimento. Com base em informações fornecidas por um fabricante regional, verificou-se que cada duto apresenta um perímetro de 1,01 metros e uma área de 0,08118 metros quadrados.

Cada duto foi dimensionado para conduzir metade da vazão total de ar necessária, de modo que, em operação conjunta, ambos garantam uma velocidade média de 20 metros por segundo para o ar aquecido. O ar, por sua vez, foi projetado para ser extraído do aquecedor a uma temperatura média de 100°C , a fim de promover uma distribuição térmica homogênea no interior do aviário.

Com os valores adotados e a densidade do ar calculada para a temperatura mencionada anteriormente, tornou-se possível determinar a vazão mássica do ar, conforme apresentado na equação (19).

$$\dot{m}_{ar,aviário} = (\rho * A * Q_1) + (\rho * A * Q_2) \quad (19)$$

Onde:

$\dot{m}_{ar,aviário}$ = Vazão mássica de ar no aviário ($\text{kg} * \text{s}^{-1}$);

ρ = Densidade do ar no aviário ($\text{kg} * \text{m}^{-3}$);

A = Área do duto (m^2);

$Q_{1,2}$ = vazão de ar ($\text{kg} * \text{s}^{-1}$).

3.1.5 Eficiência do sistema

A etapa seguinte, foi aplicado um balanço de massa ao sistema térmico com o objetivo de determinar a vazão mássica de combustível necessária para atender à demanda energética do processo. Considerando a composição da biomassa, o excesso de ar adotado e as condições operacionais previamente definidas, essa análise permitiu quantificar a massa de combustível a ser queimada por unidade de tempo para garantir o funcionamento adequado do sistema de aquecimento.

$$\dot{m}_{ar,aviário} * h_{ar,aviário} + \dot{m}_{ar,combustão} * h_{ar,combustão} + \dot{m}_{comb} * PCI_{comb} = \dot{m}_{ar,aviário} * h_{ar,aviário} + \sum perdas \quad (20)$$

$$\dot{m}_{ar,combustão} = m_{ars} * \dot{m}_{comb} \quad (21)$$

Onde:

$\dot{m}_{ar,aviário}$ = Vazão mássica de ar no aviário ($\text{kg} * \text{s}^{-1}$);

$h_{ar,aviário}$ = Entalpia de ar do aviário ($\text{kJ} * \text{kg}^{-1}$);

$h_{ar,combustão}$ = Entalpia de ar de combustão ($\text{kJ} * \text{kg}^{-1}$);

$\dot{m}_{comb}$ = Vazão mássica do combustível ($\text{kg} * \text{s}^{-1}$);

$\dot{m}_{ar,combustão}$ = Vazão mássica do ar de combustão ($\text{kg} * \text{s}^{-1}$);

m_{ars} = Massa de ar seco real ($\text{kg}_{ar} * \text{kg}^{-1}_{comb.}$);

PCI_{comb} = Poder calorífico inferior do combustível ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$);

Σperdas = Somatório de perdas.

Para a determinação da entalpia no aviário, calcularam-se os valores correspondentes à entrada e à saída do ar no equipamento, com base em suas respectivas temperaturas. No caso do ar de combustão, a entalpia foi obtida considerando a variação de temperatura entre o ambiente e a condição de referência adotada para o sistema.

Com todos os parâmetros definidos, foi possível calcular a energia total de entrada e a energia útil disponibilizada para o sistema, conforme demonstrado nas equações (22) e (23). A partir desses valores, estimou-se a eficiência global do sistema térmico por meio dos métodos de eficiência direta e indireta (equações 24 e 25), possibilitando a comparação dos resultados por dois métodos diferentes.

$$Q_{entra} = \dot{m}_{comb} * PCI_{comb} + m_{ar} * \dot{m}_{comb} * h_{ar, combustão} \quad (22)$$

$$Q_{útil} = \dot{m}_{ar,aviário} * (h_{ar,aviário} - h_{ar,alimentação}) \quad (23)$$

$$\eta_{direto} = \frac{Q_{útil}}{Q_{entra}} \quad (24)$$

$$\eta_{indireto} = 1 - \left(\frac{\Sigma \text{perdas}}{Q_{entra}} \right) \quad (25)$$

Onde:

Q_{entra} = Calor que entra no sistema ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$);

$Q_{útil}$ = Calor disponível para aquecimento ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$);

η_{direto} = Eficiência pelo método direto;

$\eta_{indireto}$ = Eficiência pelo método indireto;

$h_{ar,aviário}$ = Entalpia de ar do aviário ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$);

$h_{ar,combustão}$ = Entalpia de ar de combustão ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$);

$h_{ar,alimentação}$ = Entalpia de ar de alimentação ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$);

$\dot{m}_{comb}$ = Vazão mássica do combustível ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$);

$\dot{m}_{ar,aviário}$ = Vazão mássica de ar no aviário ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$);

Σperdas = Somatório de perdas.

Vale ressaltar que a entalpia do ar de alimentação é equivalente à do ar de combustão na entrada do sistema, uma vez que ambas as correntes apresentam a mesma temperatura inicial.

3.2 SISTEMA EQUIPADO COM O TROCADOR DE CALOR

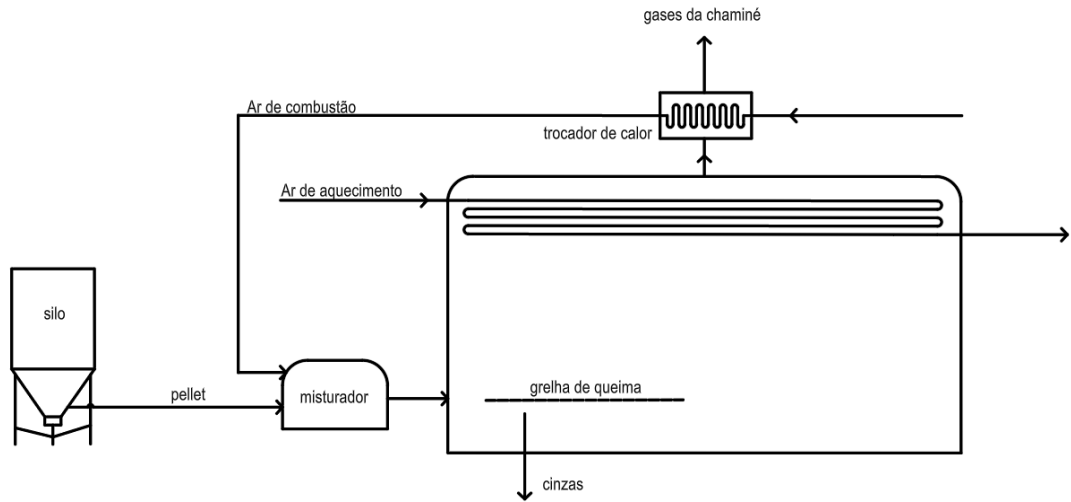
O dimensionamento de um trocador de calor envolve uma série de fatores, como o tipo de escoamento, geometria, materiais construtivos e condições operacionais, os quais influenciam diretamente seu formato e dimensões. Contudo, o enfoque deste projeto está direcionado à avaliação da energia recuperada pelo aquecedor de ar em operação, sem considerar detalhadamente o modelo construtivo ou o tipo específico de trocador empregado.

Para fins de análise, assume-se a utilização de um trocador de calor do tipo feixe tubular com troca indireta de calor. Esse equipamento seria acoplado à chaminé do aquecedor de ar, de modo que os gases de exaustão fluiriam verticalmente através do casco do trocador, enquanto o ar de aquecimento circula internamente pelos tubos.

Ao final do processo, o ar de saída apresentaria temperatura superior à de entrada, evidenciando a ocorrência de transferência de calor por condução (através da parede dos tubos) e convecção (entre os fluidos). Como consequência, esse ar, agora com entalpia mais elevada, seria direcionado ao sistema principal, reduzindo a demanda de energia térmica proveniente da combustão e, consequentemente, o consumo de combustível necessário para manter as condições operacionais.

Sua representação pode ser vista na FIGURA 10 a seguir.

FIGURA 10: CENÁRIO PLANEJADO



FONTE: O autor (2025).

3.2.1 Cálculos do balanço de energia

A temperatura de saída desejada para o ar de combustão deve ser definida de forma a evitar a ignição prematura do pellet ao entrar em contato com o ar aquecido no misturador, o que poderia resultar na formação indesejada de cinzas. Com base nisso, estipulou-se uma temperatura média de 100 °C para o ar de combustão, a fim de mitigar esse risco.

Dessa forma, aplicou-se a Equação (22) para determinar a quantidade de energia que deveria ser transferida dos gases de exaustão para o ar de combustão.

Também se aplicou a Equação (23) para saber a temperatura final dos gases de exaustão após perda energética no trocador de calor.

$$Q_{ar} = \dot{m}_{ar,combustão} * C_{p_{ar}} * \Delta T \quad (22)$$

$$Q_{ar} = \dot{m}_{gc} * C_{p_{médio}} * T_e - T_s \quad (23)$$

Onde:

Q_{ar} = Quantidade de calor necessária para elevar a temperatura (kJ * kg⁻¹);

$C_{p_{ar}}$ = Calor específico do ar (kJ * kg⁻¹ * K⁻¹);

$C_{p_{médio}}$ = Calor específico médio dos gases de combustão (kJ * kg⁻¹ * K⁻¹);

$\dot{m}_{ar,combustão}$ = Vazão mássica do ar de combustão (kg * s⁻¹);

$\dot{m}_{gc}$ = Vazão mássica de gases de combustão ($\text{kg}_{\text{gases}} \cdot \text{s}^{-1}$);

T_e = Temperatura de entrada dos gases de combustão ($^{\circ}\text{C}$);

T_s = Temperatura de saída dos gases de combustão ($^{\circ}\text{C}$);

ΔT = Diferença de temperatura no ar de aquecimento ($^{\circ}\text{C}$).

O calor específico do ar foi considerado com base nas condições ambientes para gases ideais, conforme apresentado nas tabelas termodinâmicas de Çengel & Ghajar (2009), sendo seu valor de $1,005 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$.

A temperatura de entrada dos gases de combustão foi fixada em 370°C , conforme mencionado anteriormente. A diferença de temperatura no aquecimento do ar foi determinada a partir da subtração entre a temperatura média de saída e a de entrada, resultando em uma variação que será aplicada em ambos os cenários analisados.

Por fim, o calor específico dos gases de exaustão foi estimado com base na temperatura média entre a temperatura ambiente e a dos gases na chaminé. Para isso, considerou-se o calor específico de cada componente gasoso avaliado individualmente, multiplicado por sua respectiva fração molar antes da combustão. A soma desses produtos, dividida pela massa total dos gases de combustão, resultou em um valor médio de calor específico de $1,111 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$.

4 APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

Nesta seção, são apresentados alguns resultados comparativos entre os cenários de verão e inverno, considerando a aplicação do trocador de calor. Em seguida, é são apresentados os resultados da análise econômica e da avaliação da viabilidade de implantação do equipamento ao projeto.

4.1 CENÁRIOS COMPARATIVOS

Os dados obtidos por meio do código implementado no EES forneceram uma estimativa preliminar do potencial de economia de combustível. Durante as condições de operação simuladas, observou-se uma redução na temperatura e na quantidade de calor contido nos gases da chaminé após a troca térmica com o ar de combustão

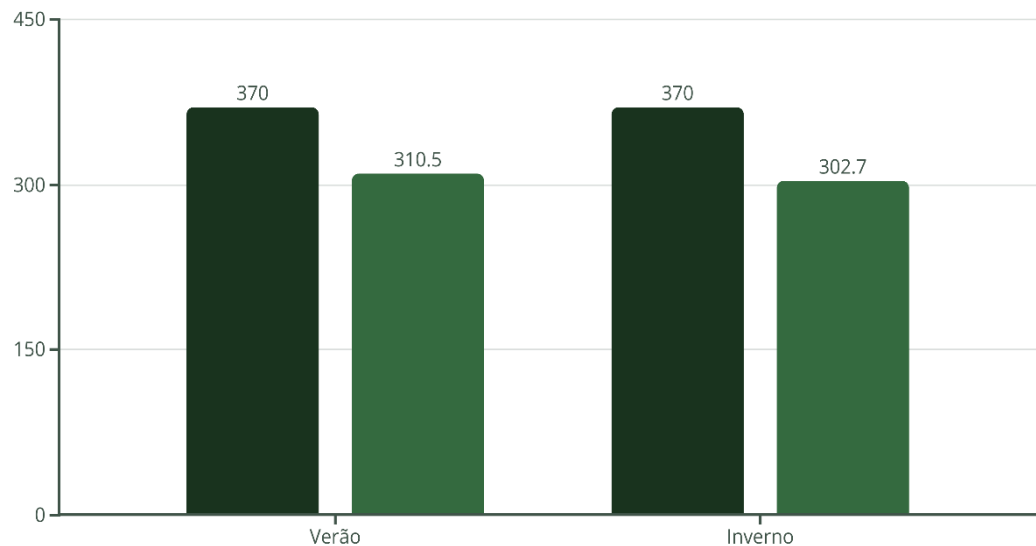
no trocador de calor. Essa queda de temperatura pode ser visualizada na TABELA 4, apresentada a seguir, e na FIGURA 11, abaixo.

TABELA 4 – COMPARATIVO DE TEMPERATURA E CALOR

Comparativo	Verão	Inverno
Temperatura – Cenário base	370 °C	370 °C
Temperatura – Com trocador	310,5 °C	302,7 °C
$\dot{Q}_{\text{entrada}}$ – Cenário base	299 kJ	372,8 kJ
$\dot{Q}_{\text{entrada}}$ – Com trocador	286,4 kJ	355 kJ

FONTE: O autor (2025).

FIGURA 11 – COMPARATIVO DAS TEMPERATURAS



FONTE: O autor (2025).

Como pode ser observado, a instalação de um trocador de calor promoverá uma redução significativa na temperatura dos gases da chaminé. No cenário de verão, essa redução é de 59,5 °C, enquanto no inverno atinge 67,3 °C.

Essa diferença mais acentuada durante o inverno deve-se, principalmente, à maior demanda energética do sistema, decorrente das menores temperaturas ambientes externas (16 °C em média), que exigem maior fornecimento de calor para manter as condições operacionais do sistema.

No caso do calor disponível, quanto menor for a quantidade necessária para suprir o sistema, melhor é o rendimento térmico do processo. Isso ocorre porque os valores de energia útil nas estações de verão e inverno, sendo o trocador de calor

utilizado ou não, devem permanecer os mesmos de modo a garantir o aquecimento do aviário.

Nas estações de verão, a energia útil transferida para o ar de aquecimento do aviário foi de 232 kJ tanto no cenário base quanto com a utilização do trocador. Já no inverno, esse valor foi de 287,6 kJ para ambos os cenários. Dessa forma, a redução do calor de entrada foi de 299 kJ para 286,4 kJ no verão, e de 372,8 kJ para 355 kJ no inverno, representa uma melhora significativa no aproveitamento térmico do sistema.

Vale destacar novamente que, no inverno, a demanda térmica é naturalmente mais elevada devido à menor temperatura no ambiente externo, exigindo maior fornecimento de calor para garantir o conforto térmico dos pintainhos alocados dentro ao aviário.

Observa-se também que, quanto mais próximo o valor da energia útil estiver em relação à energia de entrada, maior será o rendimento térmico do sistema. No entanto, esses valores jamais serão iguais devido à presença das perdas de energia no equipamento. Assim, perdas inevitáveis ocorrem ao longo do sistema, comprometendo a eficiência total. Tais perdas podem ser visualizadas na TABELA 5 a seguir.

TABELA 5 – PERDAS DO SISTEMA

Tipo de perda	Verão – base (kJ)	Verão – Trocador (kJ)	Inverno – base (kJ)	Inverno – Trocador (kJ)
Gases de combustão	57,140	44,910	72,940	55,530
Monóxido de Carbono	0,307	0,294	0,381	0,363
Cinzas	0,077	0,064	0,096	0,080
Carbono incombusto	0,510	0,489	0,6394	0,609
Radiação/convecção	8,971	8,591	11,230	10,700

FONTE: O autor (2025).

Dentre as perdas analisadas, a de maior relevância energética corresponde à energia contida nos gases de combustão. Essa parcela representa a maior fonte de desperdício térmico no sistema, sendo reduzida com a utilização do trocador de calor. No cenário de inverno, essa recuperação torna-se ainda mais expressiva, uma vez que a diferença de temperatura entre os gases quentes e o fluido frio é maior,

favorecendo a transferência de calor até que o ar de combustão atinja a temperatura desejada de 100 °C.

De forma análoga, as demais perdas térmicas também tendem a diminuir, pois o aproveitamento parcial da energia contida nos gases de exaustão permite uma redução no consumo de biomassa. Essa menor demanda energética implica diretamente em menores perdas associadas à combustão incompleta, geração de cinzas, emissão de monóxido de carbono e dissipação térmica para o ambiente.

Por fim, todos os parâmetros contribuem para um aumento do rendimento térmico e eficiência do sistema, proveniente na queda do consumo de combustível, vistos na TABELA 6.

TABELA 6 – EFICIÊNCIA E VAZÃO DE COMBUSTÍVEL

Condição	Verão	Inverno
Eficiência – Cenário base	0,78	0,78
Eficiência – Com trocador	0,81	0,81
Vazão comb. – Cenário base	63,42 kg * h ⁻¹	79,46 kg * h ⁻¹
Vazão comb. – Com trocador	60,75 kg * h ⁻¹	75,66 kg * h ⁻¹

FONTE: O autor (2025).

Embora a eficiência térmica do sistema se mantenha constante nas estações de inverno e verão (78% no cenário base e 81% com a utilização do trocador de calor), observa-se uma diferença significativa quando essa eficiência é relacionada ao consumo médio de combustível. Isso se deve ao fato de que, no inverno, a demanda energética total do sistema é mais elevada, exigindo maior fornecimento de calor para garantir o conforto térmico dos pintainhos.

Como resultado, mesmo com eficiência constante, o sistema tende a consumir uma quantidade maior de biomassa no inverno, elevando o volume diário de combustível necessário.

Entretanto, com a implementação do trocador de calor, observa-se uma tendência de redução na vazão mássica do combustível, conforme demonstrado na TABELA 6.

Considerando um período de 24 horas de operação contínua, essa economia torna-se evidente. No cenário de verão, por exemplo, o consumo de pellet de Pinus é

reduzido de 1522 kg para 1458 kg, representando uma economia diária de aproximadamente 65 kg.

No inverno, quando a demanda energética é naturalmente mais elevada, a diferença é ainda mais significativa: o consumo diário diminui de 1907 kg para 1816 kg, resultando em uma economia de 91 kg de biomassa por dia. Esses valores demonstram o impacto prático e acumulativo da recuperação de calor sobre o consumo de combustível ao longo do tempo.

4.2 ECONOMIA DO SISTEMA

O consumo médio de pellet por ave, informado pela empresa regional, pode ser utilizado para estimar a quantidade total de combustível demandada ao longo de um lote. Esse dado, juntamente com outros parâmetros relevantes, está apresentado na TABELA 6.

TABELA 7 – DADOS DA EMPRESA

	Inverno	Verão	Unidade
Número de lotes	2	4	g/ ave-lote R\$/t
Número de meses	4	8	
Consumo de pellet	464	107	
Preço do pellet	1120	1120	

FONTE: O autor (2025).

A seguir, os valores da TABELA 8 expressam os resultados das equações (4) a (6) que abrangem o cálculo do consumo total de pellets nos lotes de inverno e verão, juntamente com o número de horas de operação e o custo final estimado com base no preço por tonelada do combustível.

TABELA 8 – VALORES FINAIS DE CONSUMO

	Inverno	Verão	Unidade
Consumo total de pellet	34.336	15.836	kg
Horas de operação	432	250	h
Custo final	38.456,32	17.736,32	R\$

FONTE: O autor (2025).

Para os lotes de inverno, cada aquecedor operou por aproximadamente 216 horas, o que corresponde a cerca de 9 dias de funcionamento contínuo. No caso do verão, os tempos de operação foram menores, devido à temperatura ambiente mais elevada e à quantidade superior de alojamentos. Nessas condições, o tempo médio de funcionamento por lote foi de 62 horas, equivalente a aproximadamente 2,6 dias. Por fim, o custo total referente à aquisição do combustível resultou em um montante de R\$ 56.192,64 por ano.

Diante desse cenário, os valores calculados na TABELA 6 referentes ao aumento da eficiência térmica do aquecedor indicaram que a economia total proporcionada pela adição do trocador de calor representou, em média, 4,51% do consumo total nos dois períodos analisados. Nessas condições, considerando que todos os requisitos sejam atendidos e a operação ocorra de forma eficiente e o preço do combustível se mantenha constante, estima-se uma economia anual média de R\$ 2.534,29.

4.3 ANÁLISE DE VIABILIDADE

Para avaliar a viabilidade do projeto, investigaram-se diferentes abordagens com o objetivo de obter maior precisão na estimativa do custo de aquisição do equipamento. No entanto, diante da indisponibilidade de valores de mercado confiáveis, optou-se por realizar uma análise de viabilidade baseada na economia gerada ao longo dos anos de operação.

A metodologia adotada consistiu na avaliação do *Payback* para períodos de 1, 3 e 5 anos, tomando como referência o preço atual do *pellet*. Considerando a volatilidade do mercado, também foram incluídos cenários de valorização e depreciação do *pellet*, assumindo-se uma variação de $\pm 25\%$ em relação ao preço padrão. Essa faixa de variação foi adotada por refletir oscilações reais observadas no mercado de biomassa, influenciadas por fatores como sazonalidade da demanda, custos logísticos e disponibilidade regional de matéria-prima.

Além disso, tal abordagem permite uma análise de sensibilidade econômica mais robusta, avaliando a viabilidade do sistema de recuperação de calor em diferentes condições de mercado, especialmente diante da ausência de contratos de fornecimento com preços fixos.

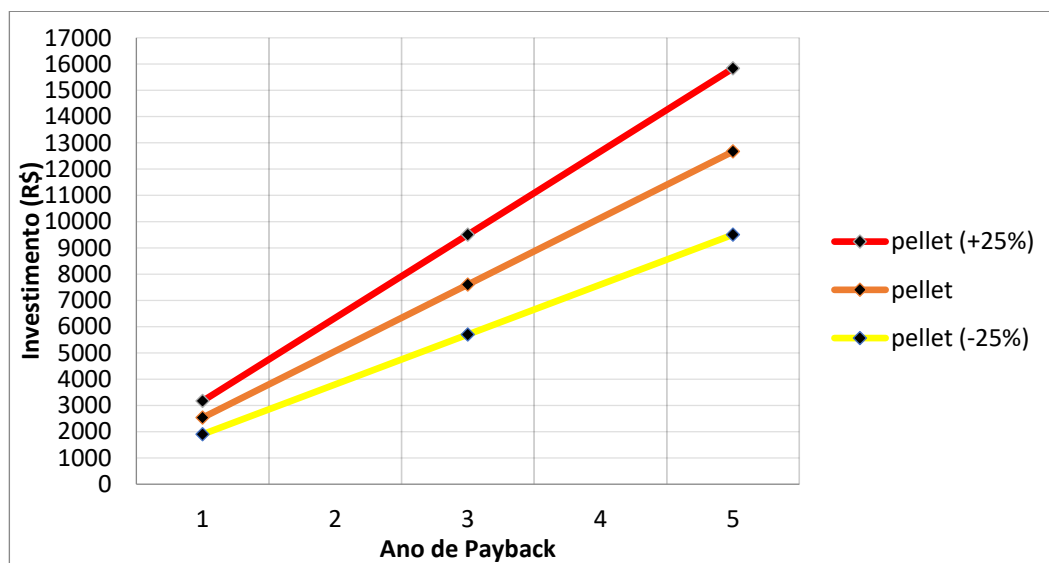
Os resultados dessa análise estão apresentados na TABELA 9, e a comparação entre os diferentes cenários pode ser observada no FIGURA 12 permitindo uma visualização clara dos limites viáveis de investimento conforme a oscilação dos preços do combustível.

TABELA 9 – ESTIMATIVA DE INVESTIMENTO

Ano	Custo do pellet padrão (R\$)	Pellet com acréscimo (R\$)	Pellet com decréscimo (R\$)
1	2.534,29	3.167,86	1.900,72
3	7.606,86	9.503,58	5.702,15
5	12.671,44	15.839,30	9.503,58

FONTE: O autor (2025).

FIGURA 12 – GRÁFICO DO RETORNO ECONÔMICO COM OSCILAÇÃO DO PELLETT



FONTE: O autor (2025).

Conforme evidenciado FIGURA 12, os valores analisados fornecem uma visão clara sobre a sensibilidade econômica do projeto, considerando que a implantação do equipamento impactará diretamente o consumo de combustível e, consequentemente, a economia obtida, a qual está sujeita à variação do preço de mercado. Essa abordagem permitiu estabelecer uma faixa segura de investimento inicial (que abrange o custo do equipamento, transporte e instalação) de forma a assegurar a viabilidade econômica da adaptação proposta.

Nos cenários simulados, verificou-se que um acréscimo de 25% no preço do pellet proporcionaria um retorno acumulado superior a R\$ 15.000,00 em cinco anos, configurando-se como a alternativa mais vantajosa entre as analisadas. Em contrapartida, na hipótese de uma redução de 25% no valor da tonelada do combustível, a economia gerada seria significativamente menor, apresentando uma diferença superior a R\$ 6.000,00 em relação ao cenário mais favorável, o que evidencia uma menor atratividade econômica.

Por fim, os valores correspondentes ao preço atual do combustível indicam um retorno atrativo dentro de um horizonte de cinco anos, o que favorece a flexibilidade na adaptação do equipamento, demonstrando a viabilidade de sua implementação.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Com base no objetivo inicialmente proposto, a adoção de um trocador de calor para integrar o sistema de aquecimento em aviários demonstrou-se tecnicamente viável e promissora para futura continuidade do projeto.

Os cálculos realizados para estimar as economias de massa e energia foram fundamentais para a definição do parâmetro decisivo: a aquisição do equipamento com base na economia gerada ao longo dos anos de operação. Embora o valor médio de 4,51% de economia global no sistema possa parecer modesto em uma análise superficial, a economia acumulada de combustível ao longo do tempo revela uma economia no sistema, especialmente ao se considerar a volatilidade do preço do pellet, fator que influencia diretamente na atratividade econômica da proposta.

Adicionalmente, a incorporação do trocador de calor não apenas proporciona benefícios econômicos ao produtor rural, mas também favorece a eficiência energética do sistema de aquecimento como um todo. Indiretamente, esse ganho em eficiência contribui para a redução do impacto ambiental, ao diminuir o consumo de combustível e, conseqüentemente, as emissões associadas.

Portanto, conclui-se que a implementação de um componente ao sistema de aquecimento representa uma solução viável sob os aspectos técnico, econômico e ambiental, reafirmando a relevância da proposta no contexto da modernização de sistemas de climatização em ambientes avícolas.

5.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como desdobramento deste estudo, recomenda-se, para trabalhos futuros, o dimensionamento e o orçamento detalhado do trocador de calor proposto. Essa etapa é essencial para validar a viabilidade técnica e econômica do sistema em condições reais de operação. Embora a presente análise tenha indicado um potencial na economia de combustível a partir da recuperação de calor, a ausência de um projeto físico detalhado limita a aplicação prática dos resultados.

O dimensionamento permitirá avaliar aspectos construtivos, como materiais, dimensões e eficiência térmica, enquanto o orçamento fornecerá uma estimativa concreta do investimento necessário para a implementação do sistema.

REFERÊNCIAS

- ABREU, P. G. et al. **Caracterização do pellet como fonte de energia para aquecimento na avicultura**. Concórdia: Embrapa Suínos e Aves, 2024.
- ABREU, P. G.; ABREU, V. M. **Caracterização dos principais sistemas de aquecimento para aves**. Concórdia: Embrapa Suínos e Aves, 2002.
- ABREU, P. G. de; ABREU, V. M. N. **Conforto térmico para aves**. Concórdia: Embrapa Suínos e Aves, 2004. 55 p.
- ABREU, P. G.; ABREU, V. M. N.; PERDOMO, C. C.; BAÊTA, F. C. **Aquecimento para criação de aves**. Concórdia: Embrapa Suínos e Aves, 1998.
- BAZZO, E. **Geração de vapor**. 2. ed. Florianópolis: UFSC, 1995.
- BERGMAN, T. L. **Incropera – Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2019. E-book. ISBN 9788521636656.
- BIZZO, W. A. **Apostila: geração, distribuição e utilização de vapor**. Campinas: Unicamp, 2003.
- CABEZA, L. F. et al. Review on waste heat recovery technologies and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 14, n. 5, p. 1541–1553, 2010.
- CATELAN, F. **Sistemas de aquecimento automático na produção de frangos de corte**. Cascavel: [s.n.], 2007.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. E-book. ISBN 9788580552010.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4. ed. Porto Alegre: AMGH, 2009. E-book. ISBN 9788580551280.
- CORDEIRO, M. M. et al. **Conforto térmico e desempenho de pintos de corte submetidos a diferentes sistemas de aquecimento no período de inverno**. Concórdia: Embrapa Suínos e Aves, 2010.
- CRUZ, C. M.; VANIN, A. B.; AZZOLINI, J. C. **Estudo de caso: comparação de sistemas de aquecimento de aviários à base de campânulas e por meio de gerador de ar quente**. Concórdia: Embrapa Suínos e Aves, 2022.
- REIS, A. P. L. dos; FERREIRA, R. R. M. Análise produtiva da suinocultura, avicultura e aquicultura no Paraná, de 2013 a 2022. *In: Congresso Interinstitucional de Iniciação Científica, 18., 2024, Campinas. Anais... Campinas: Instituto Agrônomo (IAC), 2024. p. 1–10*

FAROUK, T. I.; DRYER, F. L. Simulating combustion of a seven-component surrogate for a gasoline/ethanol blend including soot formation and comparison with experiments. *Combustion and Flame*, v. 161, n. 2, 2013/2014.

FELDMANN, H. F. et al. **Conversion of forest residues to a methane-rich gas in a high-throughput gasifier**. Columbus: Battelle, 1988. (DE88013138).

FUNCK, S. R.; FONSECA, R. A. **Avaliação energética e de desempenho de frangos com aquecimento automático a gás e a lenha**. Concórdia: Embrapa Suínos e Aves, 2007.

LOPES, R. P. **Desenvolvimento de um sistema gerador de calor com opção para aquecimento direto e indireto de ar**. Viçosa: [s.n.], 2002.

NELLIS, G. F.; KLEIN, S. A. **Heat transfer**. 2. ed. Cambridge: Cambridge University Press, 2020.

SCHIASI, L. et al. Comportamento de frangos de corte submetidos a diferentes ambientes térmicos. *Engenharia Agrícola*, v. 35, n. 3, p. 390–396, maio/jun. 2015.

SILVA, J. et al. **Bioenergia no aquecimento de aviários**. Concórdia: Embrapa Suínos e Aves, 2009.

SIMPÓSIO INTERNACIONAL SOBRE AMBIÊNCIA E SISTEMAS DE PRODUÇÃO AVÍCOLA, 1998, Concórdia. **Anais...** Concórdia: Embrapa-CNPISA, 1998. 194 p. (EMBRAPA-CNPISA. Documentos, 53).

TINÔCO, I. F. F. Avicultura industrial: novos conceitos de materiais, concepções e técnicas construtivas disponíveis para galpões avícolas brasileiros. *Revista Brasileira de Ciência Avícola*, v. 3, n. 1, p. 1–26, 2001.

USP. Série Energia: o custo elevado da energia é um dos gargalos na produção avícola. *Jornal da USP*, São Paulo, 7 out. 2022.

VIDEGORIS, R. B. **Sistemas de aquecimento de aviários e seus efeitos no conforto térmico ambiental, qualidade do ar e performance animal, em condições de inverno, na região sul do Brasil**. 2006. Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, 2006.

WYLEN, G. V.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. São Paulo: Blucher, 1994.

APÊNDICE 1 – CÓDIGO EES

Propriedades do Pellet

Composição química do Pellet - base seca

$$C_{bs} = 0,5133 \text{ [kg/kg comb]}$$

$$H_{bs} = 0,0613 \text{ [kg/kg comb]}$$

$$O_{bs} = 0,4197 \text{ [kg/kg comb]}$$

$$N_{bs} = 0,0012 \text{ [kg/kg comb]}$$

$$S_{bs} = 0,0002 \text{ [kg/kg comb]}$$

$$Cl_{bs} = 0,0007 \text{ [kg/kg comb]}$$

$$w = 0,1 \text{ [kg/kg]}$$

Análise imediata do Pellet - base seca

$$C_{fixo_{bs}} = 0,1520 \text{ [kg/kg comb]}$$

$$Cz_{bs} = 0,0036 \text{ [kg/kg comb]}$$

$$volateis_{bs} = 0,8444 \text{ [kg/kg comb]}$$

poder calorífico superior do Pellet - base seca

$$PCS_{bs} = 20480 \text{ [kJ/kg]}$$

Composição química do Pellet em base úmida

$$C_{bu} = C_{bs} * (1 - w)$$

$$H_{bu} = H_{bs} * (1 - w)$$

$$O_{bu} = O_{bs} * (1 - w)$$

$$N_{bu} = N_{bs} * (1 - w)$$

$$S_{bu} = S_{bs} * (1 - w)$$

$$Cl_{bu} = Cl_{bs} * (1 - w)$$

Análise imediata do Pellet em base úmida

$$C_{fixo_{bu}} = C_{fixo_{bs}} * (1 - w)$$

$$cz_{bu} = cz_{bs} * (1 - w)$$

$$volateis_{bu} = volateis_{bs} * (1 - w)$$

Cálculos de poderes caloríficos do pellet em base úmida

$$PCS_{bu} = PCS_{bs} * (1 - w)$$

$$PCS_{bu} = PCI_{bu} + h_{vap_H2O} * (9 * H_{bu} + w)$$

Condições climáticas

$$T_a = 16 [^{\circ}C]$$

$$T_{ref} = 25 [^{\circ}C]$$

$$P_a = 101,325 [kPa]$$

$$ur = 0,71 [\%]$$

$$h_{vap_H2O} = 2463 [kJ/kg]$$

$$\omega_{absoluto} = HumRat(AirH2O; T=T_a; r=ur; P=P_a)$$

$$v_{arO2} = 0,2095 [kmol/kmol]$$

$$v_{arN2} = 0,7905 [kmol/kmol]$$

$$m_{arO2} = 0,2314 [kg/kg]$$

$$m_{arN2} = 0,7686 [kg/kg]$$

Combustão

Carbono incombusto

$$teor_{C_{nq_{cz}}} = 0,2$$

$$teor_{C_{nq_{cz}}} = C_{cz} / (C_{cz} + cz_{bu})$$

$$C_{queima} = C_{bu} - C_{cz}$$

Massa de ar de combustão

$$m_{ar^{\circ}} = 138,2 * (C_{queima}/12 + H_{bu}/4 + S_{bu}/32 - O_{bu}/32)$$

$$m_{ar.real} = m_{ar} + (m_{ar} * \omega_{absoluto})$$

$$m_{dot_{ar.combustão}} = m_{ar} * m_{dot_{comb}}$$

$$e = 0,40 \text{ "Excesso de ar"}$$

$$m_{ar} = m_{ar^{\circ}} * (e+1)$$

Volume de ar de combustão

$$V_{ar^{\circ}} = 106,7 * (C_{queima}/12 + H_{bs}/4 + S_{bs}/32 - O_{bs}/32)$$

$$V_{ar} = V_{ar^{\circ}} * e$$

Gases de combustão

$$mg^{\circ} = 44 * (C_{\text{queima}}/12) + 64 * (S_{\text{bs}}/32) + N_{\text{bu}} + m_{\text{arN2}} * m_{\text{ar}}^{\circ}$$

$$mgs = mg^{\circ} + e * m_{\text{ar}}^{\circ}$$

$$mg_{\text{real}} = 44 * (C_{\text{queima}}/12) + 64 * (S_{\text{bs}}/32) + 18 * (H_{\text{bu}}/2) + w + N_{\text{bu}} + (m_{\text{arN2}} * m_{\text{ar}}^{\circ} * (1 + e)) + (m_{\text{ar}}^{\circ} * m_{\text{arO2}} * e) + (m_{\text{ar}} * \omega_{\text{absoluto}})$$

$$mg_{\text{H2O}} = 18 * (H_{\text{bu}}/2) + w + (m_{\text{ar}} * \omega_{\text{absoluto}})$$

$$mg_{\text{verificada}} = mg_{\text{H2O}} + mgs$$

$$m_{\text{dot_gc}} = mg_{\text{real}} * m_{\text{dot_comb}}$$

$$vgS = 22,4 * (C_{\text{queima}}/12 + S_{\text{bu}}/32 + N_{\text{bu}}/28) + v_{\text{arN2}} * V_{\text{ar}}^{\circ} * (1 + e) + v_{\text{arO2}} * V_{\text{ar}}^{\circ} * e$$

$$vg_{\text{real}} = 22,4 * (C_{\text{queima}}/12 + S_{\text{bu}}/32 + N_{\text{bu}}/28 + (H_{\text{bu}}/2 + ((\omega_{\text{absoluto}} * m_{\text{ar}}) + w)/18)) + v_{\text{arN2}} * V_{\text{ar}}^{\circ} * (1 + e) + (v_{\text{arO2}} * V_{\text{ar}}^{\circ} * e)$$

Entalpias dos gases de combustão

$$T_{\text{gases.chaminé}} = 302,7 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

$$\Delta h_{\text{CO2}} = \text{Enthalpy}(\text{CO2}; T=T_{\text{gases.chaminé}}) - \text{Enthalpy}(\text{CO2}; T=T_a)$$

$$\Delta h_{\text{SO2}} = \text{Enthalpy}(\text{SO2}; T=T_{\text{gases.chaminé}}) - \text{Enthalpy}(\text{SO2}; T=T_a)$$

$$\Delta h_{\text{N2}} = \text{Enthalpy}(\text{N2}; T=T_{\text{gases.chaminé}}) - \text{Enthalpy}(\text{N2}; T=T_a)$$

$$\Delta h_{\text{O2}} = \text{Enthalpy}(\text{O2}; T=T_{\text{gases.chaminé}}) - \text{Enthalpy}(\text{O2}; T=T_a)$$

$$\Delta h_{\text{H2O}} = \text{Enthalpy}(\text{H2O}; T=T_{\text{gases.chaminé}}) - \text{Enthalpy}(\text{H2O}; T=T_a)$$

$$\Delta h_{\text{C}} = \text{Enthalpy}(\text{C}; T=T_{\text{cz}}) - \text{Enthalpy}(\text{C}; T=T_{\text{ref}})$$

Balanco de energia do aquecedor

Tubulação

$$\text{Perímetro}_{\text{duto}} = 1,01 \text{ [m]}$$

$$\text{Perímetro}_{\text{duto}} = \pi * D_{\text{duto}}$$

$$\text{Area}_{\text{duto}} = (\pi * D_{\text{duto}}^2)/4$$

$$V_{\text{azão}_{\text{duto1}}} = 20 \text{ [m/s]}$$

$$V_{\text{azão}_{\text{duto2}}} = 20 \text{ [m/s]}$$

Vazão de ar aquecido

$$T_{\text{ar.aviário}} = 100 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

$$\rho_{\text{aviário}} = \text{Density}(\text{Air}; T=T_{\text{ar.aviário}}; P=P_a)$$

$$h_{\text{ar.aviário}} = \text{Enthalpy}(\text{Air}; T=T_{\text{ar.aviário}}) - \text{Enthalpy}(\text{Air}; T=T_a)$$

$$m_{\text{dot_ar.aviário}} = (\rho_{\text{aviário}} * \text{Area_duto} * \text{Vazão_duto1}) + (\rho_{\text{aviário}} * \text{Area_duto} * \text{Vazão_duto2})$$

Vazão volumétrica de ar

$$V_{\text{dot_ar.aviário}} = (m_{\text{dot_ar.aviário}} * 3600) / \text{Density}(\text{Air}; T=T_a; P=P_a)$$

$$V_{\text{dot_ar.aviário.normal}} = (m_{\text{dot_ar.aviário}} * 3600) / \text{Density}(\text{Air}; T=T_{\text{ref}}; P=P_a)$$

Ar de alimentação que será aquecido

$$h_{\text{ar.alimentação}} = \text{enthalpy}(\text{Air}; T=T_a) - \text{enthalpy}(\text{Air}; T=T_{\text{ref}})$$

Ar de combustão

$$h_{\text{ar.combustão}} = h_{\text{ar.alimentação}}$$

$$m_{\text{dot_comb.diário}} = (m_{\text{dot_comb}} * 3600) * 24$$

Perdas na combustãoGases de combustão

$$q_{\text{gc}} = ((44 * (C_{\text{queima}} / 12) * \Delta h_{\text{CO}_2}) + (64 * (S_{\text{bu}}/32) * \Delta h_{\text{SO}_2}) + (N_{\text{bu}} + m_{\text{ar}^{\circ}} * m_{\text{arN}_2} * (1+e) * \Delta h_{\text{N}_2}) + (m_{\text{ar}^{\circ}} * m_{\text{arO}_2} * \Delta h_{\text{O}_2}) + (18 * (H_{\text{bu}} / 2) + w + (m_{\text{ar}} * \omega_{\text{absoluto}} * \Delta h_{\text{H}_2\text{O}})) / m_{\text{g_real}}$$

$$Q_{\text{dot_gc}} = m_{\text{dot_gc}} * q_{\text{gc}}$$

Cinzas

$$c_{p_cz} = 1,09 \text{ [kJ/kgK]} \text{ "Tabela bazzo"}$$

$$T_{\text{cz}} = 1100 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

$$q_{\text{cz}} = c_{z_bu} * c_{p_cz} * (T_{\text{cz}} - T_{\text{ref}})$$

$$Q_{\text{dot_cz}} = q_{\text{cz}} * m_{\text{dot_comb}}$$

$$m_{\text{dot_cz}} = m_{\text{dot_comb}} * c_{z_bu}$$

Carbono incombusto

$$q_{\text{cnq}} = C_{\text{cz}} * (33900 + \text{DELTA}h_{\text{C}})$$

$$Q_{\text{dot_C}} = q_{\text{cnq}} * m_{\text{dot_comb}}$$

Convecção / radiação

$$\text{calor} = 0,03$$

$$Q_{\text{dot_calor}} = m_{\text{dot_comb}} * \text{PCI}_{\text{bu}} * \text{calor}$$

$$q_{\text{rc}} = Q_{\text{dot_calor}} / m_{\text{dot_comb}}$$

Umidade dos gases de combustão - CO

$$\text{emissão_CO_chaminé} = 200 \text{ [ppm]}$$

$$\text{teor_CO_chaminé} = \text{emissão_CO_chaminé} * \text{convert}(\text{ppm};\%)$$

$$q_{\text{CO}} = 126 * v_{\text{g_real}} * \text{teor_CO_chaminé}$$

$$Q_{\text{dot_CO}} = q_{\text{CO}} * m_{\text{dot_comb}}$$

Eficiência do sistemaBalanço de massa

$$m_{\text{dot_ar.aviário}} * h_{\text{ar.alimentação}} + m_{\text{dot_ar.combustão}} * h_{\text{ar.combustão}} + m_{\text{dot_comb}} * \text{PCI}_{\text{bu}} = m_{\text{dot_ar.aviário}} * h_{\text{ar.aviário}} + Q_{\text{dot_gc}} + Q_{\text{dot_cz}} + Q_{\text{dot_C}} + Q_{\text{dot_CO}} + Q_{\text{dot_calor}}$$

$$Q_{\text{dot_input}} = m_{\text{dot_comb}} * \text{PCI}_{\text{bu}} + m_{\text{dot_ar.combustão}} * h_{\text{ar.combustão}}$$

$$Q_{\text{dot_util}} = m_{\text{dot_ar.aviário}} * (h_{\text{ar.aviário}} - h_{\text{ar.alimentação}})$$

$$\text{capacidade} = Q_{\text{dot_input}} * 3412$$

$$\text{ETA}_i = 1 - ((Q_{\text{dot_gc}} + Q_{\text{dot_cz}} + Q_{\text{dot_C}} + Q_{\text{dot_CO}} + Q_{\text{dot_calor}}) / Q_{\text{dot_input}})$$

$$\text{ETA}_d = Q_{\text{dot_util}} / Q_{\text{dot_input}}$$

Trocador de calorCalor necessário para aquecer o ar

$$\text{delta_T} = 100 - T_a$$

$$Cp_ar = 1,005$$

$$Q_ar = m_dot_ar.combust\tilde{a}o * Cp_ar * \Delta T$$

Temperatura de saída dos gases de exaustão

$$T_m\acute{e}dia = (Ta + T_gases.chamin\acute{e})/2$$

$$Te = T_gases.chamin\acute{e}$$

$$Cp_O2 = Cp(Air; T=T_m\acute{e}dia)$$

$$Cp_N2 = Cp(N2; T=T_m\acute{e}dia)$$

$$Cp_CO2 = Cp(CO2; T=T_m\acute{e}dia)$$

$$Cp_H2O = Cp(H2O; T=T_m\acute{e}dia)$$

$$Cp_SO2 = Cp(SO2; T=T_m\acute{e}dia)$$

$$Cp_m\acute{e}dio = (((44 * (C_queima / 12)) * Cp_CO2) + ((64 * (S_bu/32)) * Cp_SO2) + ((N_bu + (m_arN2 * m_ar^o * (1+e))) * Cp_N2) + ((m_arO2 * e * m_ar^o) * Cp_O2) + ((18*(H_bu/2) + w + (m_ar * \omega_absoluto))) * Cp_H2O) / mg_real$$

$$m_dot_ar.combust\tilde{a}o * Cp_ar * (100 - Ta) = m_dot_gc * Cp_m\acute{e}dio * (Te - Ts)$$

$$Q_ar = m_dot_gc * Cp_m\acute{e}dio * (Te - Tver)$$