



## **PROJETO DE GRADUAÇÃO II**

Título do Projeto:

**CONTROLE TÉRMICO DE GRANJA**

Autor:

**MATHEUS COITINHO CONSTANTINO**

Orientador:

**FABIO TOSHIO KANIZAWA**

Data: 07 de dezembro de 2018.

Matheus Coitinho Constantino

# **CONTROLE TÉRMICO DE GRANJA**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da  
Universidade Federal Fluminense, como requisito  
parcial para obtenção do grau de Engenheiro  
Mecânico.

Orientador:

Prof. Fabio Toshio Kanizawa

Niterói,

2018.

Ficha Catalográfica elaborada pela Biblioteca da Escola de Engenharia e Instituto de Computação da UFF

Ficha catalográfica automática - SDC/BEE

C758c Constantino, Matheus Coitinho  
Controle térmico de granja / Matheus Coitinho Constantino ;  
Fabio Kanizawa, orientador. Niterói, 2018.  
100 f. : il.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia  
Mecânica)-Universidade Federal Fluminense, Escola de  
Engenharia, Niterói, 2018.

1. Controle térmico. 2. Sistema de aquecimento. 3.  
Resfriamento evaporativo. 4. Frangos de corte. 5. Produção  
intelectual. I. Título II. Kanizawa, Fabio, orientador. III.  
Universidade Federal Fluminense. Escola de Engenharia.  
Departamento de Engenharia Mecânica.

CDD -

Bibliotecária responsável: Fabiana Menezes Santos da Silva - CRB7/5274



## **PROJETO DE GRADUAÇÃO II**

### **AValiação FINAL DO TRABALHO**

Título do trabalho:

Controle térmico de granja

**Parecer do professor orientador da disciplina:**

**-Grau final recebido pelos relatórios de acompanhamento:**

**-Grau atribuído ao grupo nos seminários de progresso:**

**-Parecer do professor orientador:**

**-Nome e assinatura do professor orientador:**

Prof. Fabio Toshio Kanizawa

Assinatura:

**Parecer conclusivo da banca examinadora do trabalho:**

☐ Projeto aprovado sem restrições.

☐ Projeto aprovado com restrições.

Prazo concedido para cumprimento das exigências: / /

Discriminação das exigências e/ou observações adicionais:



Universidade Federal Fluminense  
TCE - Escola de Engenharia  
TEM - Departamento de Engenharia Mecânica

---

# **PROJETO DE GRADUAÇÃO II**

## **AValiação FINAL DO TRABALHO**

### **(CONTINUAÇÃO)**

**Aluno:**

**Matheus Coitinho Constantino**

**Grau: 10 (Dez)**

**Composição da banca:**

Prof. Dr. Fabio Toshio Kanizawa

Assinatura:

Dra. Eng. Jaqueline Diniz da Silva

Assinatura:

Prof. Dr. César Cunha Pacheco

Assinatura:

**Data de defesa do trabalho:**

**Departamento de Engenharia Mecânica, 07/12/2018.**

## **AGRADECIMENTOS**

Ao Prof. Fabio Toshio Kanizawa pela competência, amizade e paciência. Muito obrigado!

À minha amada mãe, Sandra Maria Marques Coitinho, e amado pai, Júlio Cesar Cunha Constantino, pelo carinho, amor, apoio e compreensão. Sou muito grato pelas oportunidades que ambos me proporcionaram.

Ao meu amado avô, José Pinheiro Coitinho, e amada avó, Sylvia Marques Coitinho, pelo amor incondicional.

À minha tia, Maria Angélica Coutinho e primos, Gregory Coutinho Baltz e Flora Coutinho Baltz, pelo amor e carinho.

À minha namorada, Marina Couri Lopes de Sá, pelo amor, carinho, paciência, compreensão.

Aos amigos e colegas de graduação em engenharia mecânica, pelo companheirismo.

Aos demais professores e funcionários da Universidade Federal Fluminense, por me auxiliarem em minha formação.

## RESUMO

O presente estudo tem como objetivo a análise e o desenvolvimento de sistema de aquecimento e de resfriamento para um aviário *Dark House*, destinado à produção de frangos de corte. Estes sistemas de condicionamento térmico foram dimensionados de forma a serem alternativas economicamente viáveis e sustentáveis aos produtores. A necessidade de um processo de condicionamento do microclima interno ao aviário decorre das consequências do estresse térmico ao qual os animais podem ser expostos. Assim, uma temperatura ótima do ambiente é importante para seu desenvolvimento fisiológico e, com isto, para a qualidade final do produto. O sistema de aquecimento será baseado em um conjunto de trocadores de calor tubulares aletados, com uma caldeira para geração de energia, abastecida por biomassa para a queima. Já o sistema de arrefecimento, terá como princípio o resfriamento evaporativo. A simplicidade, a viabilidade econômica, a capacidade de uma melhor uniformização da temperatura no galpão e a sustentabilidade foram os principais aspectos utilizados para a escolha dos sistemas apresentados. Para que o dimensionamento possa ser feito de forma correta, entretanto, as condições de contorno devem ser apresentadas *a priori*. As cargas térmicas de resfriamento e de aquecimento, dessa forma, devem ser calculadas primeiramente. O cálculo destes parâmetros foi baseado no método proposto pela ASHRAE. Para o galpão avaliado neste estudo, de  $125 \times 10 \text{ m}^2$  de área, instalado na cidade de Cascavel – PR, as cargas térmicas de resfriamento e aquecimento foram respectivamente de 227,30 e 36,14 kW. Estima-se que o sistema de aquecimento dimensionado tenha capacidade de aquecimento de ar de 0 a 33 °C a partir da queima de *pellets* em condições controladas, e o sistema de resfriamento dimensionado é capaz de reduzir a temperatura de 34 °C para aproximadamente 22 °C, mantendo as vazões mínimas para esta aplicação.

Palavras-chave: Frangos de corte, Carga térmica, Trocadores de calor, Resfriamento evaporativo, Controle térmico.

## ABSTRACT

The present study aims to analyze and develop a heating and cooling system for a Dark House aviary, purposed for production of broilers. These thermal conditioning systems were designed to be economically viable and sustainable for the producers. The need of a conditioning system of the aviary internal microclimate stems from the consequences of the thermal stress that the animals can be exposed. An optimum temperature of the environment is important for the physiological development of the broilers and, therefore, for the quality of the final product. The heating system will be based on a set of finned tube heat exchangers with a boiler as heat supply, fueled by biomass. Conversely, the cooling system is based on the principle of evaporative cooling. Simplicity, economic viability, the capacity to better standardize the temperature in the shed and sustainability were the main aspects used to choose the presented systems. However, in order that the sizing can be done correctly, the boundary conditions must be presented *a priori*, which is related to cooling and heating thermal loads. These parameters were evaluated based on the method presented by ASHRAE. For the aviary evaluated in this study, of 125 x 10 m<sup>2</sup>, installed in the city of Cascavel – PR, the thermal loads of heating and cooling were respectively 227.30 e 36.14 kW. It is estimated that the dimensioned heating system has an air heating capacity of 0 to 33 °C from firing pellets under controlled conditions, and the sized cooling system is capable of reducing the temperature from 34 °C to about 22 °C, maintaining the minimum velocity of flow for this application.

Keywords: Broiler, Heating/Cooling load, Heat exchangers, Evaporative cooling, Thermal control.



## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Variação da repartição da Oferta Interna de Energia (OIE) entre 2014 e 2015. Balanço energético nacional (2016). .....	19
Figura 2: Desenho esquemático do funcionamento do sistema de resfriamento evaporativo. Brisa (2018). .....	20
Figura 3: Efeito da temperatura ambiente sobre o ganho de peso (g) de frangos de corte machos no período de 22 a 42 dias de idade. De Oliveira et al. (2006). .....	22
Figura 4: Efeito da temperatura ambiente sobre o consumo de ração (g) por frangos de corte machos no período de 22 a 42 dias de idade. De Oliveira et al. (2006). .....	23
Figura 5: Efeito da temperatura ambiente sobre o consumo de EM (kcal/kg) de frangos de corte machos no período de 22 a 42 dias de idade. De Oliveira et al. (2006). .....	24
Figura 6: Esquema de montagem campânula a gás. Abreu (1994). .....	27
Figura 7: Disposição das cortinas e círculos de proteção durante o inverno. Avila et al (1992). .....	27
Figura 8: Distribuição das placas no círculo de proteção. Abreu (1994). .....	28
Figura 9: Vista frontal do círculo de proteção, dos sistemas de aquecimento em piso, com cobertura de lona plastica. Abreu (1994). .....	29
Figura 10: Sistema de fornalha para o aquecimento do aviário. Rural (2013). .....	30
Figura 11: Representação esquemática vista de cima do sistema Pad cooling. SKOV (2016). .....	31
Figura 12: Montagem de um conjunto de painéis evaporativos. De Abreu e Abreu (1999). .....	31
Figura 13: Distribuição regional da produção de frangos de frango em 2013/2014 e 2024. Avisite (2015). .....	37
Figura 14: Temperatura média (°C) referente aos anos de 2007 e 2011 no município de Cascavel – PR. Antonio et al. (2015). .....	38
Figura 15: Variação média de temperaturas mínimas absolutas, 1972 a 2009, de Cascavel, PR. Lima et al. (2012). .....	38
Figura 16: Média das temperaturas mínimas absolutas em julho. Lima et al. (2012). ..	39
Figura 17: Variação da temperatura e da umidade relativa durante o dia 23 de fevereiro de 2018. ....	39
Figura 18: Dimensões básicas do galpão. Adaptado. Embrapa (2016). .....	41

Figura 19: Orientação correta de um galpão em relação ao sol. Ferreira (2017). .....	41
Figura 20: Distribuição das lâmpadas dentro do galpão.....	45
Figura 21: Localização do conjunto de exaustores. Embrapa (2016).....	47
Figura 22: Dispositivos "Light Traps". Embrapa (2016).....	47
Figura 23: Estrutura interna do galpão. Brasil (2008). .....	48
Figura 24: Ângulos solares para superfícies verticais e horizontais. ASHRAE (2009). .....	56
Figura 25: Geometria de trocador tubular aletado com aletas planas. Shah e Sekulic (2002). .....	75
Figura 26: Visualização esquemática do conjunto tubo-aletas. Shah e Sekulic (2002). .....	75
Figura 27: Eficácia de um trocador em contra corrente como função de NTU e $C^*$ . Lienhard (2013). .....	81
Figura 28: Carta psicrométrica para temperaturas normais ao nível do mar. Standard. (1992). .....	89

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Desempenho de frangos de corte no período de 22 a 42 dias de idade mantidos em diferentes temperaturas ambientes. CV – Coeficiente de variação. De Oliveira et al. (2006).....	22
Tabela 2: Valores ideais de temperatura e umidade em função da idade das aves. Brasil (2008).....	25
Tabela 3: Paredes normalizadas pelo método RTS. ASHRAE (2009).....	42
Tabela 4: Tetos normalizados pelo método RTS. ASHRAE (2009). ....	43
Tabela 5: Propriedades relevantes das estruturas que formam o galpão. ....	43
Tabela 6: Cronograma do sistema de iluminação. Neto (2017). ....	46
Tabela 7: Valores de temperatura relativos a cada hora do dia 4 de janeiro de 2017...52	
Tabela 8: Valores iniciais para o cálculo da radiação total em um dia claro.....	54
Tabela 9: Dados relativos ao cálculo das componentes direta e difusa da radiação solar em um dia claro para cada hora do dia. ....	55
Tabela 10: Valores relativos à parede 1.....	59
Tabela 11: Valores relativos à parede 2.....	60
Tabela 12: Valores relativos à parede 3.....	61
Tabela 13: Valores relativos à parede 4.....	62
Tabela 14: Valores relativos ao teto. ....	63
Tabela 15: Valores do calor introduzido em cada superfície hora a hora e seu somatório por hora.....	64
Tabela 16: Fator temporal e ganho de calor para cada superfície para cada hora. ....	65
Tabela 17: Ganhos de calor divididos em partes convectiva e radiativa para cada superfície. ....	67
Tabela 18: Valores dos fatores temporais e da parcela radiativa da carga térmica. ....	67
Tabela 19: Carga térmica total em relação a cada superfície e a todas elas. ....	68
Tabela 20: Perdas de calor para cada superfície. ....	71
Tabela 21: Dados geométricos do trocador e das aletas. ....	76
Tabela 22: Variáveis relativas ao lado do escoamento de ar do trocador.....	82
Tabela 23: Variáveis relativas ao lado do escoamento de água do trocador. ....	82
Tabela 24: Variáveis globais do trocador de calor. ....	83
Tabela 25: Dados relativos ao dimensionamento da caldeira.....	85

Tabela 26: Custo unitário de uma campânula a gás.....	85
Tabela 27: Análise de preço do sistema de aquecimento proposto. ....	86
Tabela 28: Comparação econômica entre sistema tradicional de aquecimento contra o sistema proposto. ....	86
Tabela 29: Parâmetros referentes ao dimensionamento do painel evaporativo.....	90

## LISTA DE SÍMBOLOS

### *Letras Romanas*

$A$	Área, ( $m^2$ )
$E$	Radiação solar, ( $W/m^2$ )
$G$	Velocidade mássica, ( $kg/m^2s$ )
$h$	Coefficiente de transferência de calor, ( $W/m^2K$ )
$\dot{m}$	Vazão mássica, ( $kg/s$ )
$m$	Massa de ar relativa, (—)
$P$	Pressão (Pa)
$q$	Ganho / Perda de calor, ( $W$ )
$Q$	Carga térmica, ( $W$ )
$t^*$	Temperatura de bulbo úmido, ( $^{\circ}C$ )
$t$	Temperatura, ( $K/^{\circ}C$ )
$U$	Coefficiente global de transferência de calor, ( $W/m^2K$ )
$\dot{V}$	Vazão volumétrica, ( $m^3/s$ )
$W$	Umidade absoluta (kg de água/kg de ar seco)

### *Letras Gregas*

$\alpha$	Absortância da superfície para radiação solar, (—)
$\beta$	Altitude solar, ( $^{\circ}$ )
$\gamma$	Ângulo azimutal-superfície solar, ( $^{\circ}$ )
$\delta$	Declinação solar, ( $^{\circ}$ ) / Espessura da aleta (m)
$\Delta$	Variação, (—)
$\varepsilon$	Emitância hemisférica da superfície, (—) / Efetividade do trocador de calor (—)
$\eta$	Eficiência, (—)
$\theta$	Ângulo de incidência, ( $^{\circ}$ )
$\kappa$	Condutividade térmica, ( $W/mK$ )
$\mu$	Viscosidade absoluta do fluido, ( $Pa \cdot s$ )
$\rho$	Reflectância (—) / Massa específica, ( $kg/m^3$ )
$\phi$	Ângulo azimutal, ( $^{\circ}$ )

### ***Subíndices***

1, 2, 3, 4	Numeração das paredes
0	Referente ao ambiente externo / Externo
$b$	Componente direta
$d$	Componente difusa
$e$	Referente à temperatura sol-ar
$e, s$	Relativo à entrada e a saída
$el$	Referente à iluminação
$i$	Introduzido / Interno
$m$	Referente ao metabolismo
$p$	Referente ao painel
$r$	Referente à troca de calor por radiação / Resfriamento
$t$	Total
$w$	Referente à água
$\theta$	Horário de referência

### ***Adimensionais***

$f$	Fator de atrito
$j$	Fator de Colburn
$NTU$	Número de unidades transferidas
$Nu$	Número de Nusselt
$Pr$	Número de Prandtl
$Re$	Número de Reynolds

## SUMÁRIO

Agradecimentos .....	6
Resumo .....	7
Abstract.....	8
Lista de ilustrações .....	9
Lista de tabelas .....	11
Lista de Símbolos .....	13
Sumário.....	15
1 Introdução.....	17
1.1 Motivação .....	18
1.2 Revisão bibliográfica .....	20
1.2.1 Aspectos fisiológicos .....	20
1.2.2 Fatores que influenciam os sistemas de condicionamento térmico .....	25
1.2.3 Tipos de aquecimento utilizados na avicultura .....	26
1.2.4 Tipos de resfriamento utilizados na avicultura .....	30
1.3 Objetivos .....	33
1.4 Organização do texto .....	33
2 Determinação da carga térmica .....	35
2.1 Dados de entrada.....	36
2.1.1 Estudo climático da região .....	36
2.1.2 O galpão .....	40
2.1.3 Geração interna de carga.....	44
2.1.4 Sistema de ventilação.....	46
2.2 Carga térmica de resfriamento .....	48
2.2.1 O método RTS .....	49
2.2.2 Ganho de calor através das superfícies externas .....	51

2.2.3	Ganho de calor interno devido à iluminação .....	68
2.2.4	Carga térmica de arrefecimento devido ao metabolismo das aves .....	69
2.2.5	Carga térmica total .....	70
2.3	Carga térmica de aquecimento.....	70
2.3.1	Perdas de calor de superfícies exteriores acima do chão .....	71
2.3.2	Perda de calor pelo chão .....	72
2.3.3	Carga térmica total .....	72
3	Sistema de aquecimento .....	73
3.1	Projeto do sistema.....	73
3.1.1	Sistema de trocadores de calor .....	74
3.1.2	Caldeira .....	83
3.1.3	Análise econômica do sistema .....	85
4	Sistema de resfriamento .....	88
4.1	Projeto do sistema.....	88
5	Conclusão.....	91
5.1	Recomendações para trabalhos futuros.....	93
6	Referências bibliográficas .....	95



# 1 INTRODUÇÃO

O Brasil é o segundo maior produtor de frangos do mundo, com os Estados Unidos em primeiro lugar, produzindo cerca de 13,056 milhões de toneladas por ano, e é o maior exportador mundial de carne de frango, sendo responsável por cerca de 35% do mercado internacional (Anual, 2018), e, portanto, de grande relevância na balança comercial brasileira.

O estresse causado pelo ambiente térmico inadequado afeta a produtividade dos animais por alterar a taxa de transferência de calor com o ambiente e modificar as taxas de consumo de alimentos, de ganho de peso corporal e, consequentemente, as exigências nutricionais (Curtis, 1983). Nesse processo, os fatores ambientais, como temperatura, umidade relativa, velocidade de vento, e radiação térmica, tendem a produzir variações corporais nas aves, influenciando a quantidade de energia trocada entre ave e ambiente, havendo, muitas vezes, a necessidade de ajustes fisiológicos para a ocorrência do balanço de calor (Baêta e Souza, 1998). Dessa forma, é necessário desenvolver melhores equipamentos e técnicas para o controle de temperatura do ambiente de criação das aves.

A alta temperatura ambiente influencia diretamente a manutenção da homeotermia, com o consequente comprometimento do desempenho das aves atribuído principalmente à ineficiência em eliminar o excesso de calor corporal (Donkoh e Atuahene, 1988). Portanto, em dias quentes o resfriamento da granja é um fator essencial. Uma técnica de modificação ambiental bastante usada é o resfriamento evaporativo.

Por outro lado, quando o animal é submetido a temperaturas abaixo da condição de conforto térmico, parte da energia ingerida é destinada para geração de calor metabólico para manutenção da temperatura corporal, o que implica em redução da conversão em massa corporal (McDowell, 1974). Dessa forma, durante períodos frios, faz-se necessário o aquecimento do aviário de modo a melhorar o conforto térmico. Tradicionalmente o aquecimento é feito por campânulas a gás, a lenha ou elétricas. Esse sistema, entretanto, apresenta desvantagens, como a má utilização do espaço disponível do aviário e ocasiona uma distribuição não uniforme da temperatura em seu raio de ação.

Portanto, o presente projeto de pesquisa tem objetivo de avaliar alternativas para sistema de controle térmico de granjas, visando melhor controle de temperatura interna em distintas condições externas.

## 1.1 MOTIVAÇÃO

Constata-se a partir da discussão apresentada na seção anterior, que a produção de frangos de corte é um setor econômico importante para o Brasil. O condicionamento do microclima dentro do galpão de granja, por sua vez, é de grande relevância para o desenvolvimento e crescimento dessa área. Contudo, a solução do problema térmico tecnicamente econômico e sustentável para essa questão ainda não foi encontrada para as condições do clima e alojamentos avícolas brasileiros, o que justifica a constante preocupação em se intensificar as investigações neste tema (Vigoderis, 2006).

As fontes de energia utilizadas para o aquecimento são a elétrica e a queima de combustíveis fósseis. A energia elétrica é mais simples de ser utilizada, entretanto é de elevado custo financeiro, além de ser suscetível a falha do fornecimento de energia elétrica, com consequente falha do sistema de aquecimento. Considerando aspectos econômicos, a queima de combustíveis fósseis, como a queima de gás liquefeito, apresenta um custo inferior, evidenciando uma vantagem em relação à fonte anterior. Sucede que a queima de combustíveis fósseis prejudica o meio ambiente, principalmente no que tange o aquecimento global. Dessa forma, é interessante a avaliação de fontes de energia alternativas e projetos de sistemas que melhorem sua eficiência térmica.

Esta questão energética vem ganhando cada vez mais importância no cenário mundial, seja pela questão ambiental ou pela diminuição significativa do uso de fontes de energia não renováveis. Os padrões atuais de produção e consumo de energia são baseados nas fontes fósseis, o que gera emissões de poluentes locais, gases de efeito estufa e põem em risco o suprimento de longo prazo no planeta (Goldemberg e Lucon, 2007). A Figura 1 ilustra o consumo de energia no Brasil (Balanço Energético Nacional, 2016). A partir desta figura constata-se o fato citado: a maior parte do consumo de energia vem de fontes não renováveis.

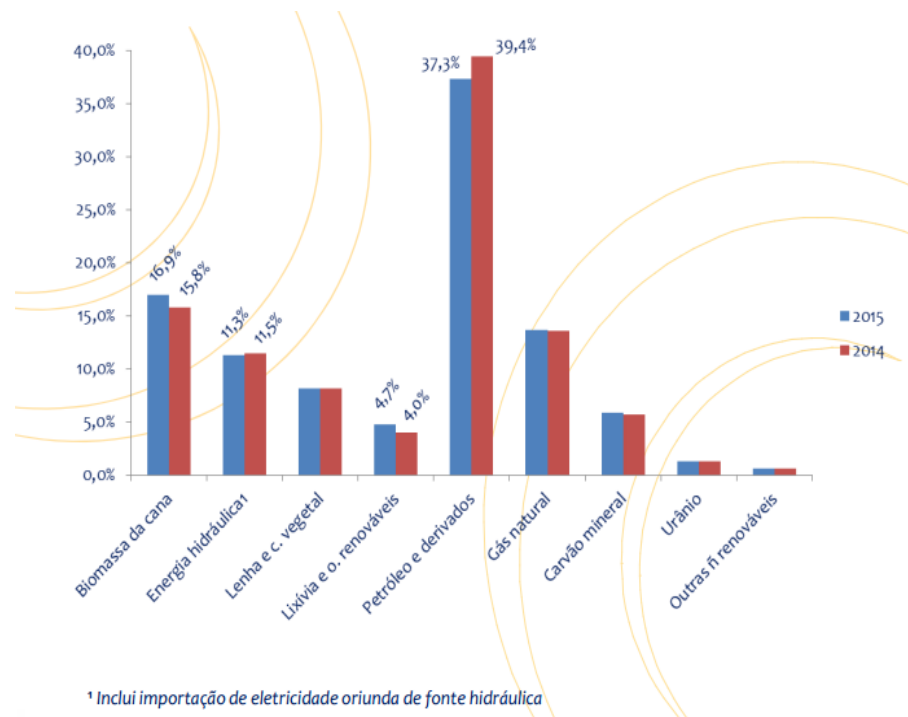


Figura 1: Variação da repartição da Oferta Interna de Energia (OIE) entre 2014 e 2015. Balanço energético nacional (2016).

O Brasil possui como sua principal fonte energética o petróleo. A Figura 1 mostra a contribuição da participação dessa fonte fóssil, que praticamente se iguala ao total da contribuição de todas as fontes renováveis no âmbito nacional, fato que gera preocupações relacionadas a aspectos ambientais e de disponibilidade de longo prazo. O acréscimo de temperatura provocado pelas mudanças climáticas e a má qualidade do ar afetam o bem-estar da população no entorno dos pontos de queima, podendo tornar as pessoas suscetíveis a doenças crônicas e, em casos extremos, a morte. Segundo um novo levantamento da Universidade de Columbia no Canadá, a poluição atmosférica mata cerca de 5,5 milhões de pessoas por ano (Grandelle, 2017).

Nesse contexto, substituir o combustível fóssil pela biomassa pode ser uma solução para o problema. Conforme mencionado anteriormente, a queima de combustível como fonte de energia apresenta uma vantagem econômica diante a energia elétrica. Dessa forma, utilizar a biomassa para a queima pode conciliar o baixo custo com a sustentabilidade. Pensando no sistema de resfriamento, há uma escolha clara quando se quer conciliar esses dois fatores: o sistema de resfriamento evaporativo.

O resfriamento evaporativo é baseado na evaporação de gotículas de água em um fluxo de ar, segundo o qual sofre uma queda de temperatura durante o processo. Esse sistema

é simples de ser implementado e de custos de instalação, operação e manutenção relativamente baixos. Necessita-se basicamente de uma bomba, que tem a função de elevar a água até a superfície superior de uma placa que deve ser manter úmida, através da qual ocorre escoamento de ar. A Figura 2 apresenta um desenho esquemático do sistema em questão.

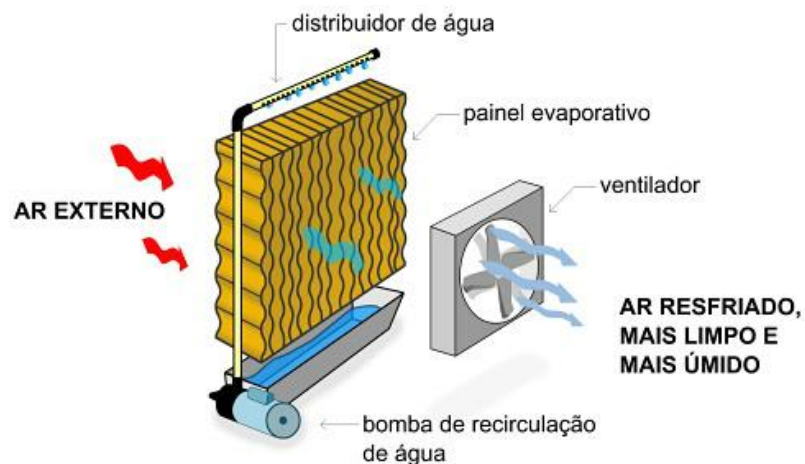


Figura 2: Desenho esquemático do funcionamento do sistema de resfriamento evaporativo. Brisa (2018).

## 1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 1.2.1 Aspectos fisiológicos

Essa seção tem como objetivo esclarecer a importância do controle da temperatura do ambiente interno ao galpão de granja. Serão explicitadas as consequências do estresse térmico sofrido pelo animal, tanto a altas quanto a baixas temperaturas, assim como a temperatura ideal dentro do galpão, que corresponde à principal variável do projeto.

#### 1.2.1.1 Importância do controle térmico

As aves são animais homeotérmicos, portanto capazes de regular a temperatura corporal. Entretanto, conforme indicado por Abreu e Abreu (2011), o mecanismo de homeostase é eficiente somente quando a temperatura ambiente está dentro de certos limites. O animal utilizará de diversos mecanismos de eliminação para dissipar o calor e, assim, manter sua temperatura interna constante com valor aproximado de 41,7 °C. Caso o processo de dissipação de calor não seja suficiente, em função de um estresse térmico, essa temperatura pode variar e prejudicar o desenvolvimento e o comportamento do animal, como a redução de

peso e má alimentação. Esses fatores influenciam diretamente na produção, pois podem ocasionar um mau desenvolvimento da ave e, em casos extremos, sua morte.

No caso do pinto recém-nascido o controle da temperatura do ambiente ao qual este está submetido é ainda mais importante. Nesse estágio de vida, o animal possui uma grande relação entre área e volume corporal, o que ocasiona dificuldades na retenção de calor (Macary, 1994). Além disso, o seu sistema termorregulador está em desenvolvimento, dificultando a manutenção de sua temperatura interna. Assim, transferência excessiva de calor pode afetar diretamente a temperatura ótima da ave, comprometendo o seu crescimento. A perda de calor pode levar ao desenvolvimento de um quadro de hipotermia, acarretando em sua morte nos primeiros dias de vida.

#### 1.2.1.2 Consequências causadas pelo estresse térmico

Conforme exposto anteriormente, temperaturas fora da zona termoneutra, que corresponde à faixa de conforto térmico para os animais, influenciam negativamente na saúde e no crescimento de frangos de corte. Um experimento conduzido por De Oliveira *et al.* (2006) avaliou o efeito da temperatura ambiente sobre o desempenho e as características de carcaça de frangos de corte no período de 22 a 42 dias de idade. Foram utilizados 336 frangos de corte machos da raça AvianFarms, com peso inicial médio de 624 g. O delineamento experimental utilizado foi o inteiramente controlado com quatro tratamentos (temperaturas ambientais de 16, 20, 25 e 32 °C, o primeiro constituído de 12 repetições e os demais, de 24 repetições), todos com quatro aves por unidade experimental (De Oliveira *et al.*, 2006).

As condições do experimento foram controladas diariamente. A temperatura e a umidade relativa foram monitoradas em dois horários distintos (8:00 e 18:00), o programa de luz foi contínuo (24 horas de luz artificial) e a ração foi formulada para satisfazer as necessidades nutricionais do frango. As aves foram pesadas no início e no final do experimento para a determinação do ganho de peso e as sobras e desperdícios das rações foram utilizados para cálculo de consumo das mesmas. No final do período experimental (42º dia) foram abatidas as aves e os resultados foram analisados.

Os resultados do desempenho dos frangos de corte submetidos a diferentes temperaturas ambientais são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1: Desempenho de frangos de corte no período de 22 a 42 dias de idade mantidos em diferentes temperaturas ambientes. CV – Coeficiente de variação. De Oliveira et al. (2006).

Parâmetro	Temperatura ambiente (°C)				CV (%)
	16	20	25	32	
Ganho de peso (g)	1.386	1.588	1.724	1.357	7,29
Consumo de ração (g)	3.023	3.113	2.956	2.609	5,00
Consumo de EM (kcal/kg)	9.521	9.805	9.312	8.218	5,00
Conversão alimentar	2,19	1,97	1,72	1,93	6,12

De Oliveira *et al.* (2006) constataram uma relação quadrática entre o ganho de peso (GP) das aves e a temperatura do ambiente, com GP máximo para temperatura estimada de 24,4 °C (Figura 3). O GP da amostra mantida a 32 °C foi 21,3% inferior que o da amostra mantida em temperatura ambiente de 25 °C. Entretanto, quando as aves foram mantidas em um ambiente frio (16 °C), em relação aquelas em ambiente termoneutro (25 °C), foi observado um decréscimo de 19,6% no ganho de peso.

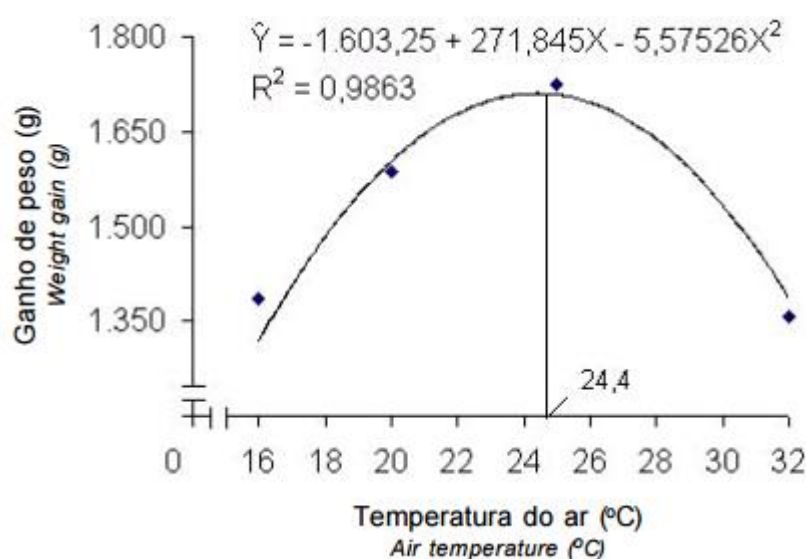


Figura 3: Efeito da temperatura ambiente sobre o ganho de peso (g) de frangos de corte machos no período de 22 a 42 dias de idade. De Oliveira et al. (2006).

A diminuição no GP ocorrida a partir da temperatura estimada de 24,4 °C pode ser justificada em parte pela variação do consumo de ração (CR), que reduziu também de forma quadrática (Figura 4). Segundo Baziz *et al.* (1996), as aves expostas a altas temperaturas diminuem seu consumo de ração para reduzir a produção de calor metabólico e manter a homeotermia, o que resulta em menor taxa de crescimento. Esse fenômeno tem sido relatado por diversos autores (Charles *et al.*, 1981; Howlinder e Rose, 1987; Baziz *et al.*, 1996; Cheng *et al.*, 1997).

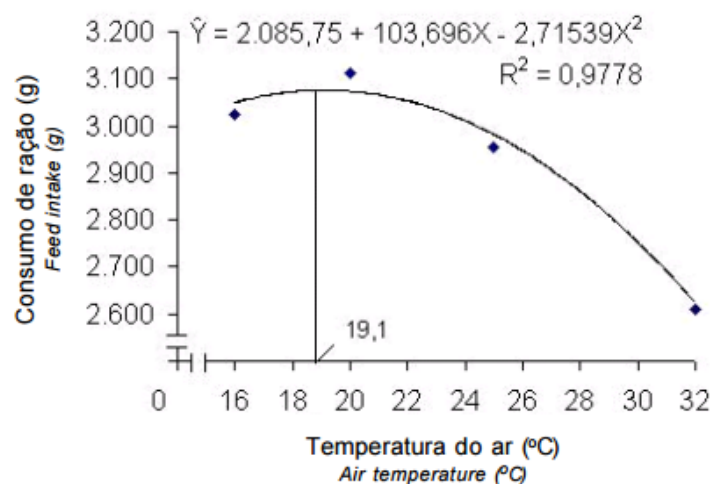


Figura 4: Efeito da temperatura ambiente sobre o consumo de ração (g) por frangos de corte machos no período de 22 a 42 dias de idade. De Oliveira *et al.* (2006).

O consumo de energia metabolizável (CEM) por frangos de corte, correspondente a taxa de conversão de energia consumida e transformada em massa viva, também varia de forma quadrática com a temperatura, e é ilustrado na Figura 5. Para ambientes com temperatura superiores a aproximadamente 19,1 °C o CEM começa a reduzir, com redução de até 11,7% sendo observada entre as temperaturas de 25 e 32 °C.

Com os dados de CEM e GP obtidos por De Oliveira *et al.* (2006), pode-se inferir que a demanda de energia para ganho de peso reduziu à medida que a temperatura ambiente aumentou de 16 para 25 °C, fato que poderia evidenciar uma possível redução na necessidade de manutenção das aves à medida que a temperatura ambiente elevou. Esta hipótese foi fundamentada por Hurwitz *et al.* (1980), que verificaram que aves mantidas em temperaturas mais baixas exigem maior quantidade de energia para manutenção, o que resulta em diminuição da energia disponível para produção.

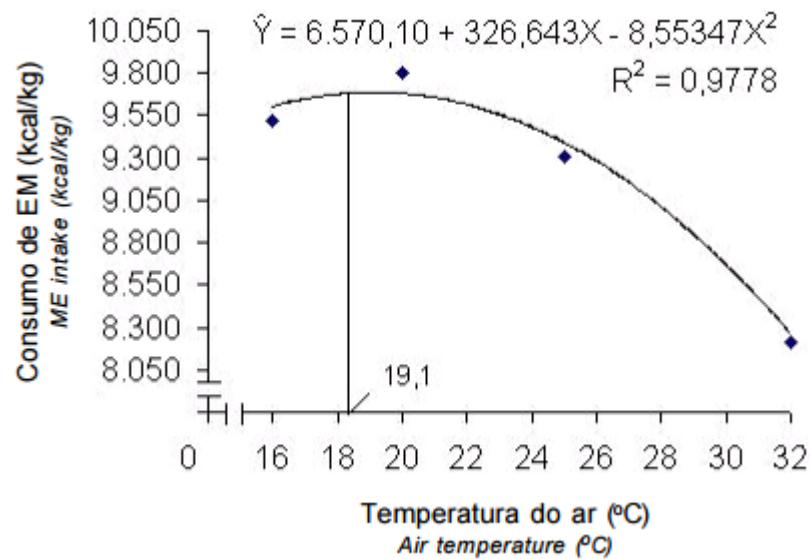


Figura 5: Efeito da temperatura ambiente sobre o consumo de EM (kcal/kg) de frangos de corte machos no período de 22 a 42 dias de idade. De Oliveira et al. (2006).

Dessa forma, percebe-se que o estresse térmico implica em prejuízos significativos para o desenvolvimento do animal e consequente impacto econômico na produção. Esse mau desempenho leva a um prejuízo econômico, pois o produto final não terá a qualidade esperada e, em casos mais críticos, pode ocorrer redução do plantel devido à mortandade.

#### 1.2.1.3 Zona de conforto térmico

Até este ponto foi fundamentado a importância da zona de conforto térmica (ou zona termoneutra) para o bem-estar dos frangos de corte e, portanto, para o desempenho da produção. Entretanto, não foram explicitados os valores de temperatura que compõem essa região. A Tabela 2 nos informa tanto a faixa de umidade relativa quanto a de temperatura exigida para manter o melhor desempenho do animal em função de sua idade.



Tabela 2: Valores ideais de temperatura e umidade em função da idade das aves. Brasil (2008).

Idade – dias	% de Umidade Relativa	Temperatura °C	Temperatura °F
0	30-50%	32-33	90-91
7	40-60%	29-30	84-86
14	50-60%	27-28	81-83
21	50-60%	24-26	75-79
28	50-65%	21-23	70-73
35	50-70%	19-21	66-73
42	50-70%	18	64
49	50-70%	17	63
56	50-70%	16	61

Percebe-se uma variação quase linear entre a temperatura de conforto térmico e a idade da ave. Dessa forma, a temperatura decresce a partir da faixa de temperaturas 32-33 °C (início da vida do animal) até 16 °C (quando o mesmo está com 56 dias de vida) a uma taxa constante estimada de -0,314 °C/dia. O desenvolvimento do sistema termorregulador do animal ao passar dos dias explica, em parte, a tendência decrescente da temperatura que caracteriza a zona termoneutra.

Essa análise comprova a necessidade de um controle de temperatura dentro dos aviários, o qual deve ser ajustado conforme o tempo de vida das aves do plantel. A variação da zona termoneutra ao longo dos dias é uma importante característica que provoca a busca por técnicas de acondicionamento do microclima interno do galpão. Entretanto, fatores externos como condições climáticas e a geometria do galpão influenciam de forma significativa na manutenção dessa zona de conforto.

### 1.2.2 Fatores que influenciam os sistemas de condicionamento térmico

O tipo de galpão usado como aviário influencia diretamente na composição do sistema de condicionamento térmico. De acordo com Cobb (2008), os aviários normalmente utilizados podem ser classificados como abertos e fechados, onde o galpão aberto possui ventilação natural ou por pressão positiva, e é predominantemente utilizado em regiões de clima quente, ou seja, com temperaturas elevadas durante maior parte do ano, em um contexto onde o produtor não apresenta grande disponibilidade de investimentos. O galpão fechado possui ventilação cruzada e em túnel, e é implementado em regiões com climas frios ou quando os produtores dispõem de capacidade de investir em sistemas de condicionamento térmico. O galpão fechado apresenta uma maior eficácia no controle da temperatura, já que o ambiente

interno não fica em contato direto com o externo. Entretanto, Cobb (2008) relata que as limitações econômicas, geralmente, são prioritárias na escolha do tipo de galpão.

O segundo fator que afeta a composição do sistema de condicionamento é a ventilação imposta ao galpão. Esse processo é importante para o desenvolvimento das aves, independentemente da questão térmica. Ronchi (2004) relata que a falta de ventilação pode ocasionar uma baixa renovação de ar e, conseqüentemente, um aumento na concentração de gases tóxicos e poeira, assim como uma baixa concentração de oxigênio disponível. Esses fatores agem poluindo e alterando as características normais do ar, tendo como consequência o aumento na suscetibilidade de doenças respiratórias e, portanto, levando a prejuízos no processo produtivo (Macari e Furlan, 2001). Dessa forma, a ventilação com fins de impor uma renovação de ar ao aviário é essencial para a criação de frangos de corte. Entretanto, quando se pensa em um sistema de aquecimento/arrefecimento para um ambiente de grandes dimensões, o movimento do ar ao longo do galpão apresenta, também, uma importante função de uniformizar a massa de ar e, conseqüentemente, a temperatura no interior do aviário (De Abreu, 2014).

### **1.2.3 Tipos de aquecimento utilizados na avicultura**

Nesse texto serão citados apenas os sistemas de aquecimento mais utilizados pelo setor com o objetivo de contextualizar a discussão e apresentar algumas desvantagens dos mesmos, justificando assim a necessidade de um estudo mais detalhado do problema. A revisão apresentada aqui é baseada em normas e diretrizes descritas por Avila *et al.* (1992) e Abreu (1994).

#### **1.2.3.1 Campânulas a gás**

Baseia-se na troca de calor por radiação para prover o aquecimento. As campânulas a gás são dispositivos que tem como objetivo transformar a maior quantidade de energia acumulada em calor, nesse caso a queima do gás. A Figura 6 mostra um esquema de montagem da campânula a gás.

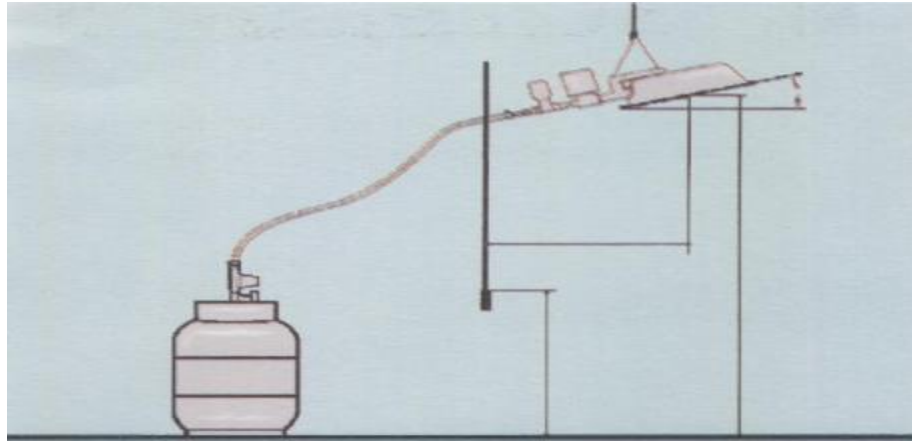


Figura 6: Esquema de montagem campânula a gás. Abreu (1994).

Portanto, esses dispositivos se baseiam na queima do gás, normalmente o GLP, que serve de fonte de energia para que a campânula irradie calor para as aves a certa altura. A área de aquecimento é conhecida como círculo de proteção e é a região aonde as aves irão encontrar sua zona de conforto.

Esses equipamentos são distribuídos no galpão de forma a ocupar toda a área disponível, entretanto sempre com um espaçamento pré-definido entre eles. Um esquema da disposição desse sistema no aviário é representado na Figura 7, onde em cada círculo de proteção existem duas campânulas para maior aquecimento.

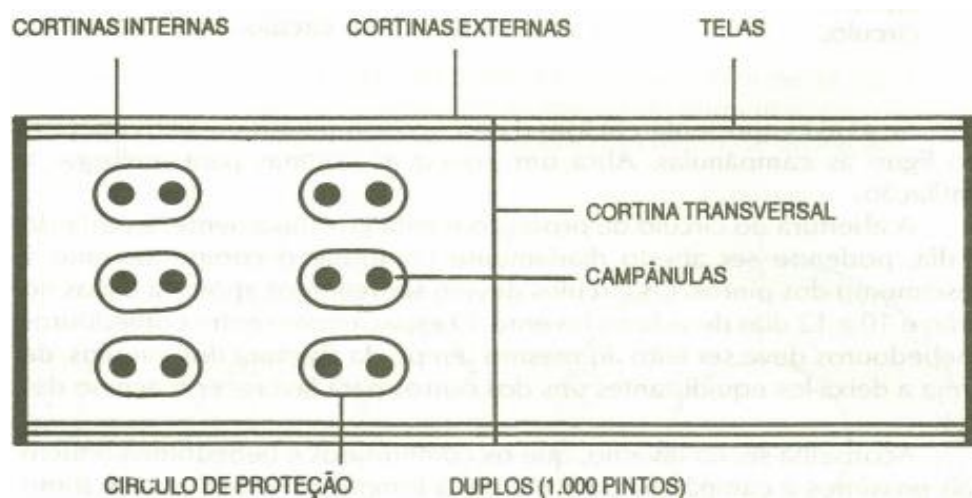


Figura 7: Disposição das cortinas e círculos de proteção durante o inverno. Avila et al (1992).

É nítido pela figura acima que uma das desvantagens desse sistema é o mau uso da área disponível do galpão. O espaçamento necessário entre os círculos de proteção faz com que a densidade populacional seja bastante reduzida, impactando economicamente a produção. Outra desvantagem significativa está relacionada com o próprio aquecimento fornecido. O calor introduzido no círculo de proteção não é uniforme, fato provocado pelas perdas para o ambiente e pela disposição discreta das fontes de calor, fazendo com que os animais tenham que se movimentar e se aglomerar em uma região termicamente confortável dentro do círculo. Além disso, em dias mais frios as campânulas podem não ser capazes de fornecer um aquecimento suficiente, pois grande parte do calor fornecido é perdido, devido ao fenômeno de convecção natural.

#### 1.2.3.2 Aquecimento em piso

Esse tipo sistema consiste na instalação de placas de argamassa armada, possuindo no interior de cada uma delas uma resistência elétrica. O aquecimento ocorre devido ao efeito Joule provocado pela passagem de uma corrente pelas resistências. A Figura 8 mostra um esquema de distribuição das placas.

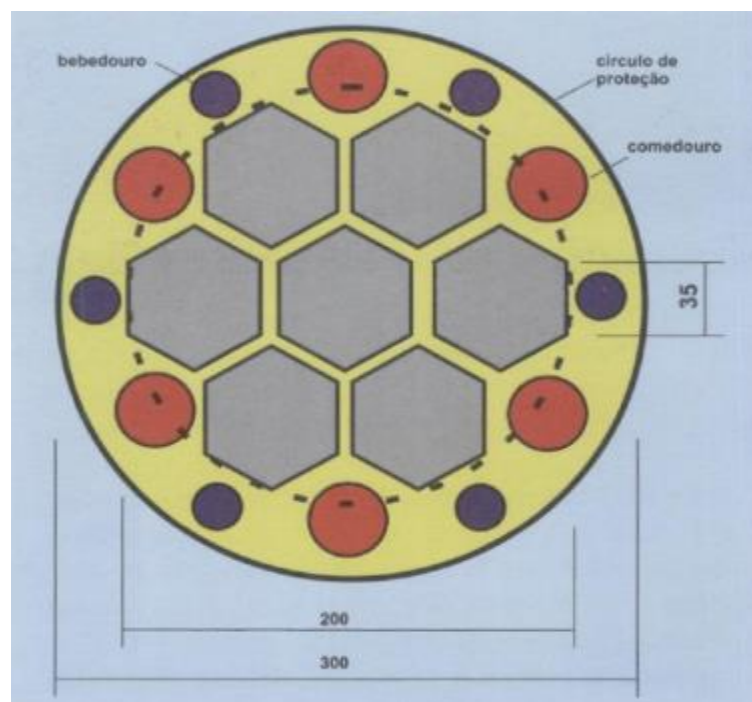


Figura 8: Distribuição das placas no círculo de proteção. Abreu (1994).

Portanto, esse sistema fornece calor para a superfície onde se encontram as aves. A perda de calor para o ambiente pela convecção natural é inevitável, entretanto para reduzir esse efeito é instalada uma cobertura de lona plástica no círculo de proteção (Figura 9).



*Figura 9: Vista frontal do círculo de proteção, dos sistemas de aquecimento em piso, com cobertura de lona plástica. Abreu (1994).*

O uso de aquecimento em piso apresenta algumas vantagens em relação ao de campânulas a gás. As perdas relacionadas à convecção natural são menores, pois o aquecimento ocorre a partir da superfície inferior, e parcela do calor fornecido fica retido na região do círculo de proteção devido à utilização da lona de plástico, provocando uma maior uniformidade da temperatura. O controle de temperatura em si também é mais eficaz, através da leitura da temperatura por algum instrumento e regulação da corrente que passa pela resistência. A quantidade de calor fornecida, entretanto, é menor, fazendo com que o número de aves no interior do círculo seja reduzido e a densidade populacional também seja inferior, ou seja, a área disponível do galpão é extremamente mal utilizada. É importante ressaltar, que a tanto a instalação desse sistema quanto a manutenção são difíceis e de alto custo.

#### 1.2.3.3 Fornalhas

Nesse sistema o aquecimento ocorre através da queima de combustíveis, como lenha, para aquecimento do ar que é introduzido no galpão. Seu objetivo é tentar prover uma uniformidade de temperatura no galpão para que sua área possa ser usada por completa.

A Figura 10 mostra a fornalha localizada no interior do galpão e uma tubulação que introduz ar externo à mesma, para ser aquecido pela combustão. Esse ar aquecido é liberado no aviário provocando o aquecimento do ambiente interno. O principal problema desse sistema é a dificuldade de se controlar temperatura, fato que por muitas vezes pode provocar um superaquecimento do galpão.



*Figura 10: Sistema de fornalha para o aquecimento do aviário. Rural (2013).*

#### **1.2.4 Tipos de resfriamento utilizados na avicultura**

Nessa seção serão apresentados os principais sistemas e métodos de arrefecimento para um galpão de aviário, presentes na literatura. O resfriamento evaporativo é a principal forma como os produtores lidam com as altas temperaturas. Entretanto, sistemas baseados nessa metodologia necessitam tanto de um investimento inicial quanto de uma manutenção recorrente, inviabilizando a sua implementação para pequenos produtores. Dessa forma, a ventilação natural é a saída normalmente utilizada.

##### **1.2.4.1 Sistema de resfriamento evaporativo**

Esse sistema consiste no resfriamento do ar externo, pela passagem em um conjunto de painéis evaporativos. Estes, geralmente constituídos de celulose, são projetados para serem mantidos constantemente umedecidos, de forma que a passagem do ar por eles cause a evaporação das gotículas de água dispersas na superfície, possibilitando, assim, a redução de sua temperatura.



*O Pad Cooling* é o sistema de resfriamento evaporativo normalmente utilizado em aviários. Nele, os painéis ficam localizados nas laterais do aviário, utilizando, assim, o sistema de túnel de vento, para promover um resfriamento uniforme do galpão (Figura 11). Em relação à montagem dos painéis, deve existir um sistema de bombeamento e distribuição de água, para que sempre fiquem umedecidos de forma uniforme e a água utilizada não seja desperdiçada, como representado na Figura 12.

Na forma tradicional, uma tubulação de PVC, localizada na parte superior do painel evaporativo, contém pequenos furos por onde a água bombeada é distribuída. A água que infiltra o painel forma um filme em sua superfície interna. Por possuírem uma geometria característica, o ar passa através de pequenas aberturas, criando uma condição propícia para a evaporação. A água remanescente é coletada por uma calha e reutilizada pelo sistema.

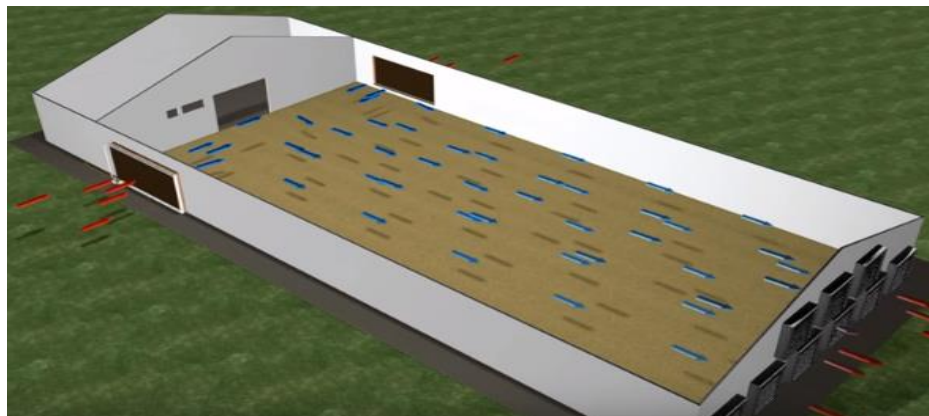


Figura 11: Representação esquemática vista de cima do sistema Pad cooling. SKOV (2016).



Figura 12: Montagem de um conjunto de painéis evaporativos. De Abreu e Abreu (1999).

O *Pad cooling*, portanto, tem como principal objetivo promover um resfriamento uniforme do aviário. Sendo de fácil instalação e manutenção, esse sistema se mostra também economicamente viável. Após sua instalação, que requer um investimento inicial, seu funcionamento é mantido por reservas de água e um sistema simples de bombeamento. Por esses motivos, esse sistema é amplamente usado para essa aplicação.

Segundo De Abreu e Abreu (1999), é possível reduzir em 10 °C ou mais a temperatura do ar no interior do aviário através do resfriamento evaporativo, entretanto essa redução depende das condições climáticas da respectiva região. Dessa forma, é sempre necessário analisar se é viável a implementação desse sistema. Uma maneira prática de decidir sobre adoção ou não, do resfriamento evaporativo, é fazendo a análise do potencial de redução da temperatura ambiente por esse processo, em relação à umidade relativa e a temperatura da região (De Abreu e Abreu, 1999).

#### 1.2.4.2 Ventilação natural

Em casos onde o produtor não dispuser de condições econômicas suficientes para utilizar o sistema de resfriamento evaporativo, um sistema de ventilação natural deve ser implantado, assim como o manejo de cortinas. Brasil (2008) descreve como a ventilação natural pode ser utilizada junto com um conjunto de exaustores para reduzir as flutuações de temperatura que podem ocorrer ao longo do dia. A utilização de cortinas em vez de paredes laterais é um fator essencial para se aproveitar as correntes de vento que atingem o galpão. Brasil (2008) também descreve a metodologia exata de como manusear as cortinas de forma a criar o ambiente mais confortável possível para o animal, apresentando assim uma boa alternativa para solucionar o problema térmico para produtores com menor poderio econômico. Entretanto, o autor descreve que o sistema de ventilação natural não é recomendado para regiões onde a condição climática não se assemelha àquelas necessárias para a produção.

Quando o pequeno produtor se encontra em uma região que apresenta extremos de temperatura, duas medidas podem ser tomadas para evitar que o plantel sofra demasiadamente com o estresse térmico (Brasil, 2008). A primeira delas é andar entre as aves regularmente para estimar a circulação de ar entre elas e o consumo de água, a outra seria suspender o fornecimento de ração às aves, através da elevação dos comedouros, seis horas antes do período mais quente do dia. Dessa forma, remove-se uma barreira ao movimento do ar e



reduz-se a produção de calor metabólico digestivo. É nítido que essas são medidas emergenciais perante a situações críticas.

Foram apresentados nessa seção alguns estudos que abordam o problema térmico, no contexto apresentado pelo presente texto. Vale ressaltar, entretanto, que são escassos os estudos que objetivam solucionar esse problema em suas duas frentes, aquecimento e resfriamento, de forma aplicada e buscando uma saída economicamente viável e sustentável aos produtores de frangos de corte.

### 1.3 OBJETIVOS

O presente projeto de pesquisa tem como objetivo principal avaliar teoricamente as condições climáticas no interior de uma granja padrão para criação de frangos de corte e gerar soluções para o controle dessas condições. Os seguintes objetivos específicos podem ser listados:

- Estudo sobre os requisitos ambientais para controle térmico do plantel ao longo das fases de criação.
- Estimativa da carga térmica da granja, considerando uma unidade instalada na cidade de Cascavel, Paraná.
- Proposição e avaliação de um sistema de aquecimento para a granja, baseado em um conjunto de trocadores de calor e uma caldeira.
- Proposição e avaliação de um sistema de resfriamento evaporativo para a granja.

Vale ressaltar que o condicionamento completo do microclima interno a um galpão de granja requer o controle da temperatura, umidade relativa e do nível de gases tóxicos presentes no ar. O presente texto, entretanto irá apenas objetivar o controle térmico.

### 1.4 ORGANIZAÇÃO DO TEXTO

O presente texto é organizado conforme os seguintes capítulos:

- Introdução: descrição do problema e estado da arte sobre investigações focadas na análise de conforto térmico de granjas, bem como breve revisão da literatura sobre

métodos de aquecimento e resfriamento. Neste capítulo também são apresentados as motivações e os objetivos do projeto de pesquisa proposto.

- Determinação da carga térmica: apresentação dos procedimentos e resultados para estimativa de cargas térmicas de aquecimento e resfriamento.
- Sistema de aquecimento: Descrição dos componentes do sistema de aquecimento para atender a carga térmica estimada.
- Sistema de resfriamento: Descrição dos componentes do sistema de resfriamento evaporativo da granja.
- Conclusão: sumarização das principais conclusões do trabalho, juntamente com recomendações para trabalhos futuros.

## 2 DETERMINAÇÃO DA CARGA TÉRMICA

De forma simples, a carga térmica é a taxa de energia a ser introduzida (aquecimento) ou a ser retirada (resfriamento), para manter um ambiente interno nas condições de temperatura e umidade desejadas. Essa variável afeta o tamanho de tubulações, difusores, caldeiras, compressores, refrigeradores e qualquer outro componente do sistema que condiciona o ambiente interno, dessa forma a sua estimativa deve sempre ser feita antes do dimensionamento dos sistemas de condicionamento, pois seu valor serve como condição de contorno para estes. O pico da carga térmica será a estimativa de interesse, pois os sistemas de condicionamento deverão suportar a condição mais adversa.

Os métodos de cálculo e os parâmetros necessários variam com o tipo de carga a ser calculada, portanto esse capítulo será dividido em duas partes, a primeira relacionada com o sistema de aquecimento (carga térmica de aquecimento) e a segunda com o sistema de resfriamento (carga térmica de resfriamento). Existe, entretanto, um conjunto de dados iniciais que são parâmetros básicos importantes para o cálculo, como o estudo climático da região. É importante salientar que o presente texto adota as metodologias de cálculo proposta em *Fundamentals*, ASHRAE (2009).

Isto posto, este capítulo tem como objetivo apresentar os dados necessários que devem ser compilados, os métodos usados para efetuar o cálculo e, por fim, explicitar uma estimativa para os valores máximos das cargas térmicas de aquecimento e de resfriamento. O capítulo será dividido da seguinte forma:

### 1) Dados iniciais

- Estudo climático da região;
- Descrição do galpão;
- Geração interna de carga;
- Ventilação.

### 2) Carga térmica de resfriamento

- Considerações iniciais;
- O método RTS;
- Cálculo da geração interna de carga;
- Carga térmica de resfriamento.

### 3) Carga térmica de aquecimento

- Considerações iniciais;
- Cálculo da geração interna de carga;
- Cálculo do calor perdido;
- Carga térmica de aquecimento.

## 2.1 DADOS DE ENTRADA

Nesta seção serão apresentados os dados iniciais para o projeto, os quais serão a base de cálculo para a carga térmica, seja de aquecimento ou de resfriamento. Os seguintes parâmetros, relativos ao galpão, são comuns aos dois cálculos e necessários para efetuar-los:

- Região escolhida;
- Condições climáticas externas: temperatura e umidade relativa;
- Condições internas desejadas: temperatura e umidade relativa;
- Dimensões e áreas relevantes;
- Planejamento de iluminação;
- Determinação da população de aves;
- Planejamento de ventilação.

### 2.1.1 Estudo climático da região

O conhecimento das variáveis climáticas tem importância fundamental em muitas áreas de aplicação, principalmente aquelas direcionadas à bioclimatologia (De Brito Santos *et al.*, 2014). As condições climáticas da região, como a temperatura ambiente e umidade relativa, são parâmetros fundamentais para o projeto de aclimação.

Conforme mencionado no capítulo 1, o Brasil produz cerca de 13 milhões de toneladas de carne de frango por ano, sendo que o Paraná encarrega-se de 31% da produção nacional e o Oeste do Estado representa 10% do mercado brasileiro. Fato que consolida o Sul do País como o maior produtor do setor e, mesmo com um recuo de cerca de 3% no ano de 2016, em relação a 2015, o prognóstico para os próximos anos é de manutenção dessa dominância (Figura 13). Portanto, a cidade escolhida para este projeto é o município de Cascavel, localizado no Paraná.

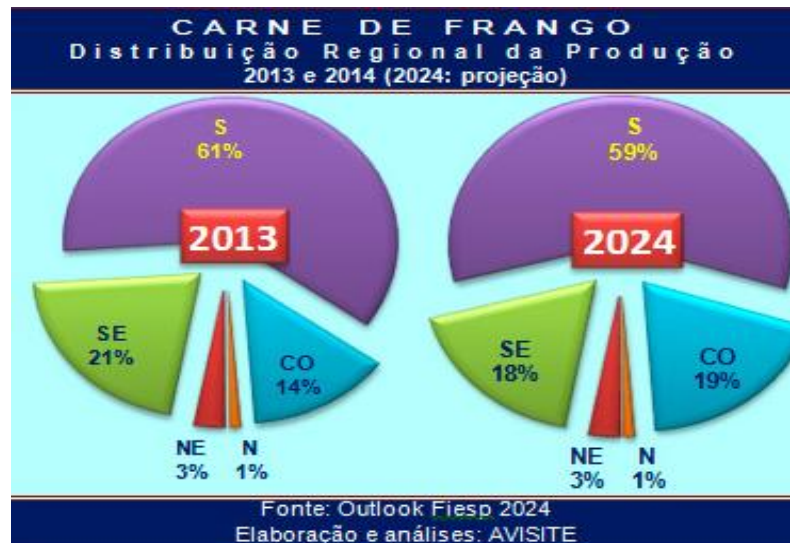


Figura 13: Distribuição regional da produção de frangos de frango em 2013/2014 e 2024. Avisite (2015).

Cascavel é um município brasileiro que possui uma área de 2.100,105 km<sup>2</sup> e uma população estimada em 291.747 habitantes segundo dados de 2008, conforme Lima *et al.* (2012). Situa-se no Terceiro Planalto do Estado, na região Oeste Paranaense, com uma altitude de aproximadamente 800 metros, latitude de 24° 57' 21" S e longitude de 53° 27' 19" W do meridiano de Greenwich. O clima é subtropical mesotérmico superúmido com temperatura média anual em torno de 19 °C (Lima *et al.*, 2012).

A parcela de cálculo da carga térmica, baseada nas condições meteorológicas da região, levará em consideração as circunstâncias climáticas mais críticas para resfriamento e aquecimento. Como o foco deste capítulo é estimar o valor máximo da carga térmica para as duas situações, devem-se levar em consideração as condições climáticas extremas que podem ocorrer na região escolhida.

A Figura 14 ilustra os valores das temperaturas médias de cada mês entre 2007 e 2011, registrados na cidade de Cascavel. Observa-se que as temperaturas máximas durante o ano ocorrem durante o verão (de janeiro a março, aproximadamente) e as mínimas no inverno (entre junho e setembro), conforme esperado. Seus valores ficam em torno de 26 °C em fevereiro e 13 °C em junho. A temperatura média mensal, entretanto, causa um subdimensionamento do sistema de controle térmico.

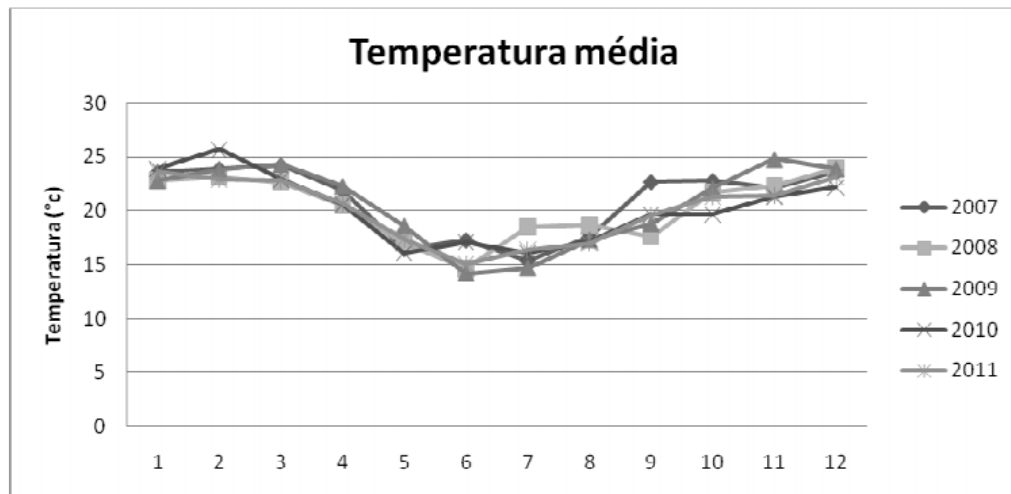


Figura 14: Temperatura média (°C) referente aos anos de 2007 e 2011 no município de Cascavel – PR. Antonio et al. (2015).

Analisando as médias de temperaturas mínimas absolutas relativas ao período de 1979 a 2009, notam-se valores bem abaixo das médias observadas anteriormente (Figura 15). No mês de fevereiro, a média sequer chega a 16 °C e no mês de julho ela é cerca de 3 °C, portanto para o aquecimento, o parâmetro a ser analisado é a temperatura mínima absoluta. A Figura 16 mostra um gráfico de dispersão de dados com um ajuste de curva linear para a média de temperaturas mínimas absolutas no mês de julho (mês mais frio do ano), entre 1969 e 2009. Nesta figura, confirma-se a temperatura estimada de 3 °C como média geral, entretanto, como existem dados próximos de 0 °C, utilizaremos esse valor como dado de projeto para haver uma margem de segurança.

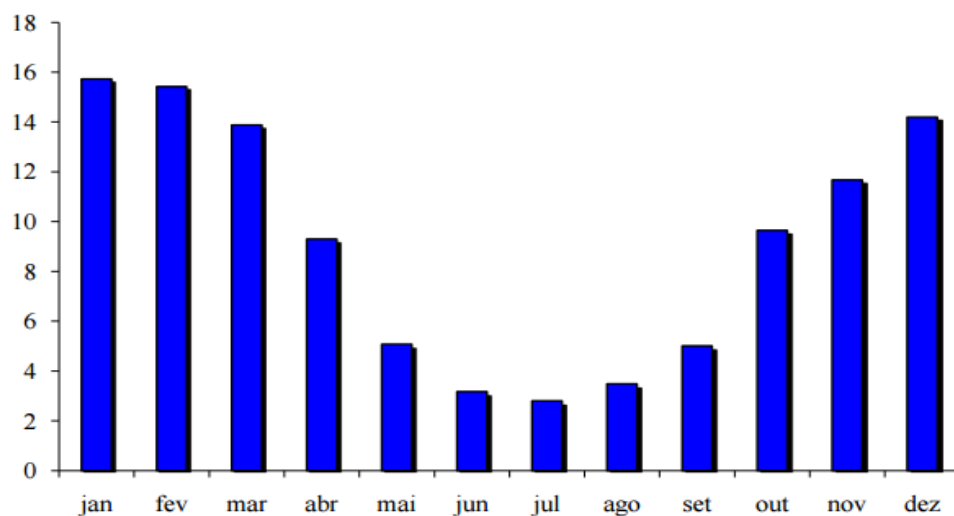


Figura 15: Variação média de temperaturas mínimas absolutas, 1972 a 2009, de Cascavel, PR. Lima et al. (2012).

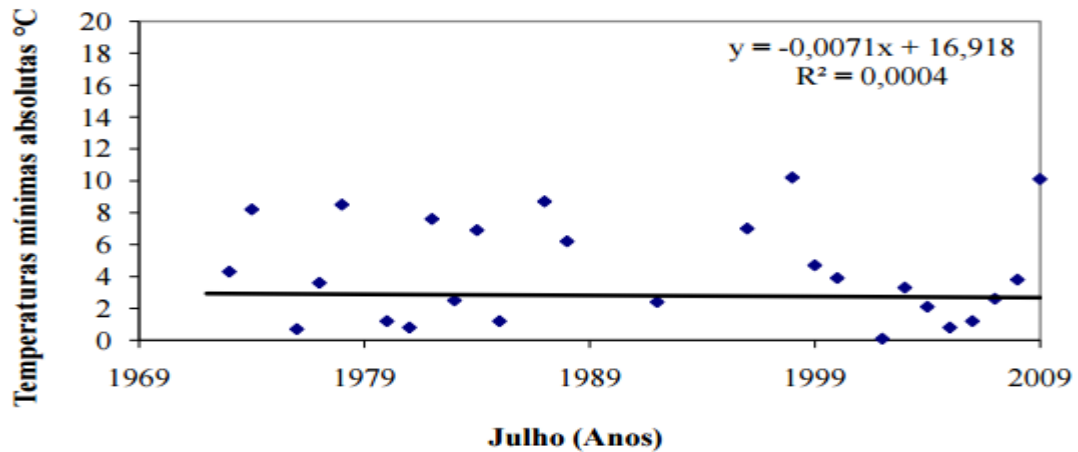


Figura 16: Média das temperaturas mínimas absolutas em julho. Lima et al. (2012).

A análise anterior mostra que pode haver uma grande variação de temperatura entre os dias de um mês em questão, bem como durante o próprio dia. Dessa forma, para o sistema de resfriamento, foi consultado o site do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) para a aquisição de dados. Procurou-se um dia do mês de fevereiro de 2018 que teve uma temperatura de pico maior do que a média apresentada anteriormente e, a partir desse dia (23/02/2018), foram coletadas as temperaturas para cada hora, os dados estão relatados na figura abaixo.

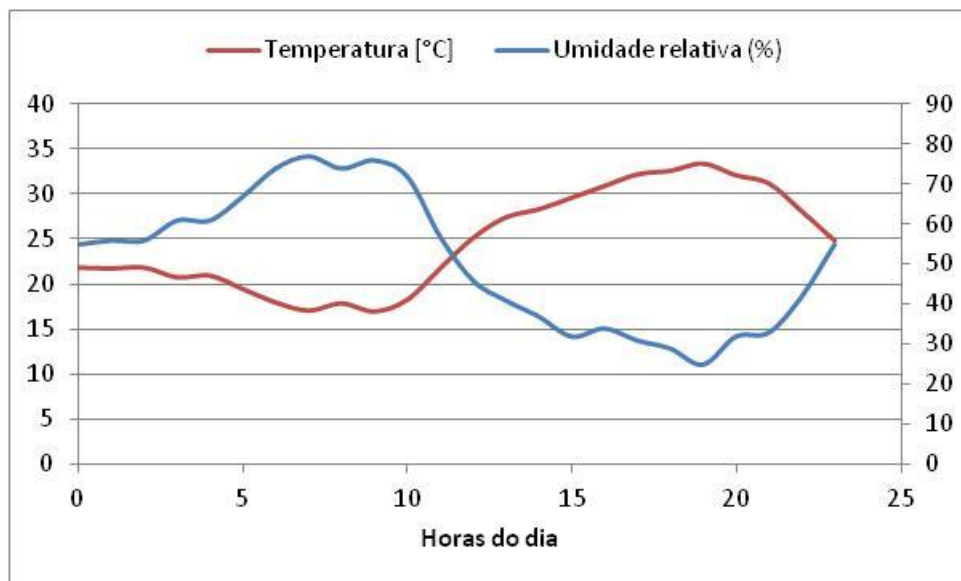


Figura 17: Variação da temperatura e da umidade relativa durante o dia 23 de fevereiro de 2018.

Na Figura 17 nota-se uma grande variação da temperatura ao longo dia. Nas horas iniciais, o valor da temperatura permanece perto da média apresentada na Figura 13, entretanto o seu valor chega próximo de 34 °C às 19h. Esse valor que deve ser levado em consideração para o projeto do sistema de resfriamento.

Outro parâmetro importante para o projeto do sistema de resfriamento é a umidade relativa. A Figura 17 representa a variação da umidade relativa do ar ao longo do mesmo dia. Seu valor acompanha a variação da temperatura e, às 19h atinge o valor mínimo de 25%.

Portanto, a análise do clima da cidade de Cascavel considera os seguintes dados de projeto:

- Sistema de aquecimento:
  - Temperatura do ambiente externo ao aviário: 0 °C
- Sistema de resfriamento:
  - Temperatura do ambiente externo ao aviário: 34 °C
  - Umidade relativa do ar: 25%

### 2.1.2 O galpão

As dimensões, a forma geométrica, a localização e os materiais que constituem o galpão influenciam diretamente o valor estimado para a carga térmica. Ressalta-se que, adicionalmente aos aspectos relacionados ao conforto térmico das aves, a estrutura do galpão é usualmente definida levando-se em conta a ventilação, proteção contra chuva e predadores, limpeza e ergonomia para manejo. Conforme será descrito no presente estudo, o sistema de aviário utilizado será o *DarkHouse* de alta densidade. Gallo (2009) detalha esse sistema, o qual tem como princípios o controle da intensidade luminosa no interior do galpão e um sistema de ventilação em túnel (pressão negativa). O sistema de iluminação será feito de forma artificial e, portanto, um isolamento luminoso deve ser feito no galpão com o objetivo de que a luz externa não interfira no processo. Uma circulação de ar deve ocorrer no interior do aviário de maneira uniforme e constante, para tal serão utilizados exaustores. Em relação à densidade da população, será admitido um número de 14 aves/m<sup>2</sup>, conforme indicado por Gallo (2009).



Na Figura 18, pode-se observar a forma básica do galpão e suas dimensões principais, que foram baseadas no artigo de Souza *et al* (2003). O aviário padrão tem 10 metros de largura por 125 de comprimento e um pé-direito de 3,5 metros.



Figura 18: Dimensões básicas do galpão. Adaptado. Embrapa (2016).

Um fator importante em relação à construção do galpão é a sua orientação em relação ao sol. É perceptível que as paredes laterais possuem uma área maior do que em relação às paredes frontal e traseira. Devemos, dessa forma, diminuir ao máximo a exposição das paredes de maior área à radiação solar para reduzir a carga térmica. Uma forma prática de consumir esse fato é alinhar o eixo longitudinal do aviário no sentido leste-oeste, como pode-se observar na Figura 19.

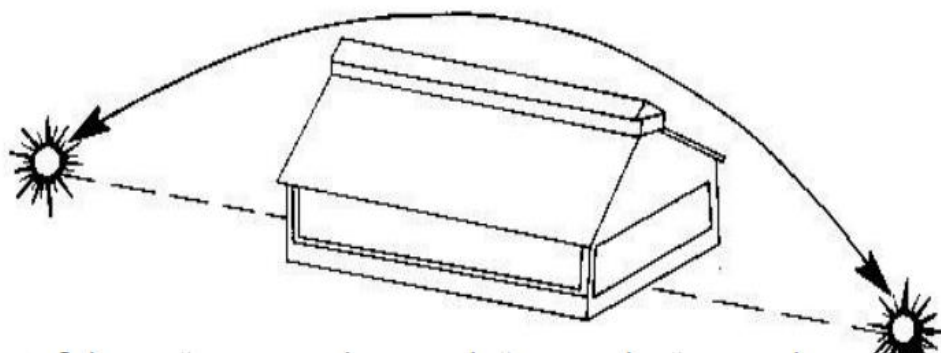


Figura 19: Orientação correta de um galpão em relação ao sol. Ferreira (2017).

## 2.1.2.1 Estrutura do galpão

Essa seção é destinada a especificação, de forma mais organizada, das paredes e do teto do galpão. Serão detalhados os materiais utilizados, as propriedades térmicas relevantes, dimensões e áreas dessas regiões. Como será apresentado na seção 2.2, o método de cálculo para a carga térmica utilizado no presente texto será o método RTS, descrito no capítulo 18 do *Fundamentals*, ASHRAE (2009). As estruturas das paredes e do teto, assim como suas propriedades, são normalizadas pelo método e apresentadas em forma de tabelas (Tabelas 3 e 4). Desta forma, serão extraídas das referidas tabelas as estruturas do galpão.

Tabela 3: Paredes normalizadas pelo método RTS. ASHRAE (2009).

Wall Number =	CURTAIN WALLS			STUD WALLS				EIFS			BRICK WALLS									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
U-Factor, W/(m <sup>2</sup> ·K)	0.428	0.429	0.428	0.419	0.417	0.406	0.413	0.668	0.305	0.524	0.571	0.377	0.283	0.581	0.348	0.628	0.702	0.514	0.581	0.389
Total R	2.3	2.3	2.3	2.4	2.4	2.5	2.4	1.5	3.3	1.9	1.7	2.7	3.5	1.7	2.9	1.6	1.4	1.9	1.7	2.6
Mass, kg/m <sup>2</sup>	31.0	20.9	80.0	25.5	84.6	25.6	66.7	36.6	38.3	130.9	214.1	214.7	215.8	290.6	304.0	371.7	391.5	469.3	892.2	665.1
Thermal Capacity, kJ/(m <sup>2</sup> ·K)	30.7	20.4	67.5	24.5	73.6	32.7	61.3	36.7	38.8	120.6	177.8	177.8	177.8	239.1	253.5	320.9	312.7	388.4	784.9	580.5
Hour	Conduction Time Factors, %																			
0	18	25	8	19	6	7	5	11	2	1	0	0	0	1	2	2	1	3	4	3
1	58	57	45	59	42	44	41	50	25	2	5	4	1	1	2	2	1	3	4	3
2	20	15	32	18	33	32	34	26	31	6	14	13	7	2	2	2	3	3	4	3
3	4	3	11	3	13	12	13	9	20	9	17	17	12	5	3	4	6	3	4	4
4	0	0	3	1	4	4	4	3	11	9	15	15	13	8	5	5	7	3	4	4
5	0	0	1	0	1	1	2	1	5	9	12	12	13	9	6	6	8	4	4	4
6	0	0	0	0	1	0	1	0	3	8	9	9	11	9	7	6	8	4	4	5
7	0	0	0	0	0	0	0	0	2	7	7	7	9	9	7	7	8	5	4	5
8	0	0	0	0	0	0	0	0	1	6	5	5	7	8	7	7	8	5	4	5
9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6	4	4	6	7	7	6	7	5	4	5
10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	3	3	5	7	6	6	6	5	4	5
11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	2	2	4	6	6	6	6	5	5	5
12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	2	2	3	5	5	5	5	5	5	5
13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	1	2	2	4	5	5	4	5	5	5
14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	1	2	2	4	5	5	4	5	5	5
15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	1	1	1	3	4	4	3	5	4	4
16	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	1	1	1	3	4	4	3	5	4	4
17	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	1	1	1	2	3	4	3	4	4	4
18	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	0	0	1	2	3	3	2	4	4	4
19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	0	0	1	2	3	3	2	4	4	4
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	0	0	0	1	3	3	2	4	4	4
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1	2	2	1	4	4	4
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	1	2	2	1	4	4	3
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	3	4	3
Total Percentage	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

De forma a simplificar o cálculo, todas as paredes serão consideradas iguais e referentes ao número 6 na Tabela 3. Já o teto será o de referência número 7 representado na Tabela 4. A tabela abaixo resume as propriedades relevantes para as estruturas que formam o galpão.

Tabela 4: Tetos normalizados pelo método RTS. ASHRAE (2009).

	SLOPED FRAME ROOFS						WOOD DECK		METAL DECK ROOFS						CONCRETE ROOFS					
Roof Number	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
U-Factor, W/(m <sup>2</sup> ·K)	0.249	0.227	0.255	0.235	0.239	0.231	0.393	0.329	0.452	0.370	0.323	0.206	0.297	0.304	0.296	0.288	0.315	0.313	0.239	
Total R	4.0	4.4	3.9	4.2	4.2	4.3	2.5	3.0	2.2	2.7	3.1	4.9	3.4	3.3	3.4	3.5	3.2	3.2	4.2	
Mass, kg/m <sup>2</sup>	26.7	21.0	14.0	34.7	55.5	34.9	48.9	55.9	23.9	30.9	25.0	27.2	57.6	149.2	214.3	279.3	360.7	474.5	362.3	
Thermal Capacity, kJ/(m <sup>2</sup> ·K)	26.6	16.4	12.3	47.0	73.5	47.0	75.6	79.7	28.6	32.7	28.6	32.7	57.2	134.9	190.1	245.2	333.2	437.4	331.1	
Hour	Conduction Time Factors, %																			
0	6	10	27	1	1	1	0	1	18	4	8	1	0	1	2	2	2	3	1	
1	45	57	62	17	17	12	7	3	61	41	53	23	10	2	2	2	2	3	2	
2	33	27	10	31	34	25	18	8	18	35	30	38	22	8	3	3	5	3	6	
3	11	5	1	24	25	22	18	10	3	14	7	22	20	11	6	4	6	5	8	
4	3	1	0	14	13	15	15	10	0	4	2	10	14	11	7	5	7	6	8	
5	1	0	0	7	6	10	11	9	0	1	0	4	10	10	8	6	7	6	8	
6	1	0	0	4	3	6	8	8	0	1	0	2	7	9	8	6	6	6	7	
7	0	0	0	2	1	4	6	7	0	0	0	0	5	7	7	6	6	6	7	
8	0	0	0	0	0	2	5	6	0	0	0	0	4	6	7	6	6	6	6	
9	0	0	0	0	0	1	3	5	0	0	0	0	3	5	6	6	5	5	5	
10	0	0	0	0	0	1	3	5	0	0	0	0	2	5	5	6	5	5	5	
11	0	0	0	0	0	1	2	4	0	0	0	0	1	4	5	5	5	5	5	
12	0	0	0	0	0	0	1	4	0	0	0	0	1	3	5	5	4	5	4	
13	0	0	0	0	0	0	1	3	0	0	0	0	1	3	4	5	4	4	4	
14	0	0	0	0	0	0	1	3	0	0	0	0	0	3	4	4	4	4	3	
15	0	0	0	0	0	0	1	3	0	0	0	0	0	2	3	4	4	4	3	
16	0	0	0	0	0	0	0	2	0	0	0	0	0	2	3	4	3	4	3	
17	0	0	0	0	0	0	0	2	0	0	0	0	0	2	3	4	3	4	3	
18	0	0	0	0	0	0	0	2	0	0	0	0	0	1	3	3	3	3	2	
19	0	0	0	0	0	0	0	2	0	0	0	0	0	1	2	3	3	3	2	
20	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	2	3	3	3	2	
21	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	2	3	3	3	2	
22	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	2	3	2	2	2	
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	2	2	2	2	
	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	

Tabela 5: Propriedades relevantes das estruturas que formam o galpão.

	U (W/m <sup>2</sup> K)	A (m <sup>2</sup> )
<b>Paredes frontal e traseira</b>	0,406	30,0
<b>Paredes laterais</b>	0,406	312,5
<b>Teto</b>	0,393	1.275,0

### 2.1.2.2 Condições internas

A seção 1.2.1.3 foi destinada a detalhar a zona de conforto climática para a vida de frangos de corte. A partir das discussões feitas e dos dados coletados, é possível estabelecer a condição interna ideal de temperatura que deverá ser mantida constante ao longo dos dias de vida do animal.

Para os projetos dos sistemas de aquecimento e de resfriamento, assim como o cálculo das cargas térmicas, as condições internas ao galpão mais adversas devem ser adotadas como

condições de contorno. A maior temperatura que a zona de conforto apresenta ocorre logo nos primeiros dias do animal, com um valor de 33 °C. É indispensável que o sistema de aquecimento consiga condicionar o ar interno do galpão a essa temperatura, pois nesse estágio da vida o pinto não possui um sistema termorregulador eficiente. Já o sistema de resfriamento deve ser capaz de manter a temperatura interna do galpão como a menor temperatura da zona de conforto. O valor dessa temperatura, entretanto, decresce continuamente conforme os dias de vida do animal passam. Desta forma, para se estipular a condição interna do sistema de resfriamento é necessário saber o dia de abate do frango de corte.

Segundo Cotta (Morgan, 2012) um frango já pode ser abatido a partir de 1 kg de peso vivo. Dessa forma, não existe uma idade certa para o abate do animal, essa é uma questão que deve ser planejada em função da demanda do mercado. Na literatura, entretanto, os diversos autores concordam com o intervalo de temperatura correspondente a zona de conforto para frangos na fase adulta. Segundo Baêta e Souza (1997) e Tinôco (2001), esta faixa de valores é aquela com temperaturas entre 18 a 28 °C.

Os dados de projeto, portanto, usados para as condições ambientais internas ao galpão são:

- Sistema de aquecimento:
  - Temperatura do ambiente interno ao aviário: 33 °C
- Sistema de resfriamento:
  - Temperatura do ambiente interno ao aviário: 23 °C

### **2.1.3 Geração interna de carga**

O ganho de calor interno será uma consequência de dois fatores, o sistema de iluminação e o calor metabólico gerado pelos animais. Portanto, antes de efetuar-se o cálculo da carga térmica relacionada a esses mecanismos, deve-se saber como o sistema de iluminação funcionará e a densidade de aves presente no galpão. Os dados importantes que devem ser conhecidos são: a quantidade de lâmpadas; o tipo de lâmpada; o cronograma do sistema e o número total de aves no galpão.

Gallo (2009) descreve de forma precisa como deve ser feito o sistema de iluminação em um aviário *Dark House*. Segundo ele, lâmpadas incandescentes de 60 Watts devem ser usadas, pois permitem a regulação da intensidade luminosa. Elas devem ser organizadas em

linha reta e na quantidade equivalente a uma lâmpada a cada 30 m<sup>2</sup>, portanto para a área total de 1250 m<sup>2</sup> obtém-se 41,7 lâmpadas, que será aproximado para 42 no presente estudo.

Tendo em vista que estas devem permanecer em linha reta, consideram-se duas linhas com 21 lâmpadas cada uma. As linhas ficarão a uma distância de 3 metros da parede mais próxima e, dentro de cada uma, as lâmpadas irão se distanciar uma das outras por 6,25 m no sentido longitudinal do galpão, conforme a Figura 20.

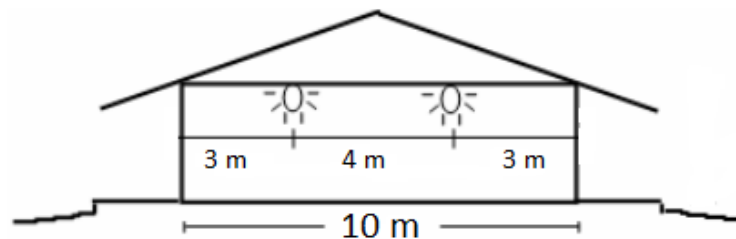


Figura 20: Distribuição das lâmpadas dentro do galpão.

Em relação ao cronograma, a Tabela 6 apresenta a intensidade e o período de luz em função dos dias de vida do animal. Percebe-se que a intensidade luminosa e o período de claro variam bastante ao longo da vida da ave, portanto é importante determinar quais serão os períodos utilizados para o cálculo da carga térmica de resfriamento.

No período de 0 a 3 dias ocorre o máximo tanto de claridade quanto de intensidade. A carga térmica de resfriamento, desta forma, levará em consideração este período, pois ocorre maior ganho de calor interno.

O sistema de iluminação gera um ganho de calor ao sistema, desta forma, seu efeito não será levado em conta para o cálculo da carga térmica de aquecimento. Esse dimensionamento está interessado nas perdas de calor e não nos ganhos, como será apresentado na seção 2.3.

Com relação ao ganho de calor relativo ao calor metabólico gerado pelos frangos, o único dado relevante para o cálculo é o número de aves que estarão presentes no galpão. Na seção 2.1.2 desse capítulo foi explicitado que a densidade populacional de aves será de 14 aves/m<sup>2</sup>. A área do galpão, calculada na seção anterior, é de 1250 m<sup>2</sup>, o que gera um número total de aves de 17.500.

Tabela 6: Cronograma do sistema de iluminação. Neto (2017).

Dias	Horas		Período de	LUX
	Escuro	Claro	Escuro	(Dark)
0 a 3	0	24	-----	20
4 a 7	1	23	00h-01h	20
8 a 21	6	18	00h-06h	20
22 a 28	5	19	00h-05h	10
29 a 35	4	20	00h-04h	5
36 a 40	3	21	00h-03h	5
41 até abate	2	22	00h-02h	5

#### 2.1.4 Sistema de ventilação

Independente do sistema de galpão utilizado, a ventilação é um fator importante à vida do animal. Segundo Tinôco (2001, 2004), a ventilação de um ambiente deve seguir tanto exigências térmicas quanto higiênicas. Durante períodos mais frios do ano, ou na fase inicial da vida das aves, o sistema de ventilação deve levar em consideração unicamente as razões higiênicas, ou seja, ligadas à renovação da qualidade do ar. O sistema deve ser capaz de reduzir os níveis de amônia, CO<sub>2</sub>, gases nocivos, excesso de umidade e odores do ambiente, sem que ocorram, todavia, quedas bruscas de temperatura. A ventilação assim destinada é chamada de ventilação mínima ou de inverno. Esse tipo de ventilação é a qual estamos interessados no presente texto, pois tanto o sistema de aquecimento, quanto o de resfriamento são baseados em processos de ventilação. Segundo Brasil (2008), a ventilação mínima, ou taxa de renovação de ar, para fins higiênicos deve ser aquela correspondente à renovação completa de ar do galpão a cada 8 minutos. Dessa forma, a vazão volumétrica de ar ( $\dot{V}$ ) que entra no galpão será de 7,8 m<sup>3</sup>/s. Esse valor é um limitante inferior para os sistemas de condicionamento que serão projetados mais a frente.

Para que essa ventilação seja possível, será utilizado um conjunto de exaustores. Esse conjunto estará localizado na parede posterior do galpão voltados para fora a fim de aspirar o ar do aviário, conforme retratado na Figura 21.



Figura 21: Localização do conjunto de exaustores. Embrapa (2016).

A abertura dos exaustores pode ser um problema, em relação ao sistema de iluminação, pela fácil penetração da luz externa. Para superar esse obstáculo, são usados os chamados bloqueadores de luz (*Light Traps*) conforme ilustrado na Figura 22, dispositivos que impedem a penetração da luz no aviário. É importante que esses dispositivos sejam instalados de forma correta para que não atrapalhem o funcionamento do sistema de ventilação.

Em complemento considera-se a utilização de um forro na altura das paredes laterais, considerado no presente texto como sendo de 3 metros, para que haja uma melhor uniformização do escoamento interno (Figura 23).

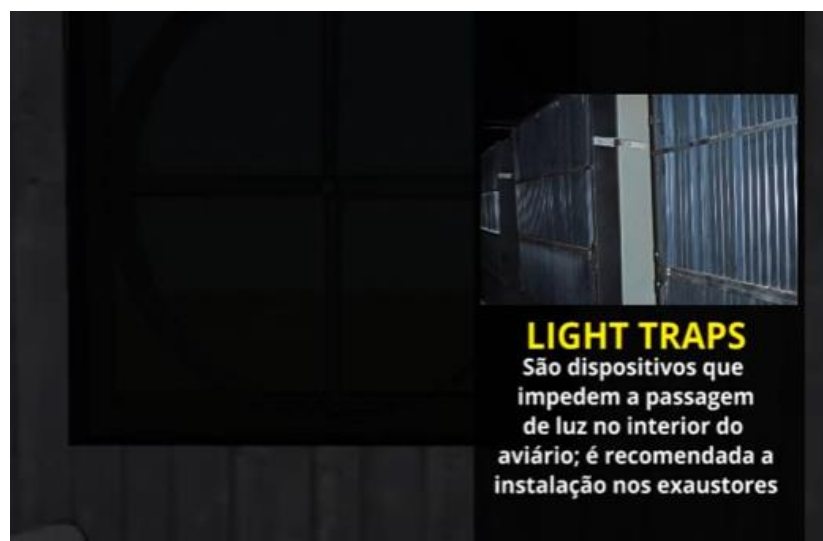


Figura 22: Dispositivos "Light Traps". Embrapa (2016).

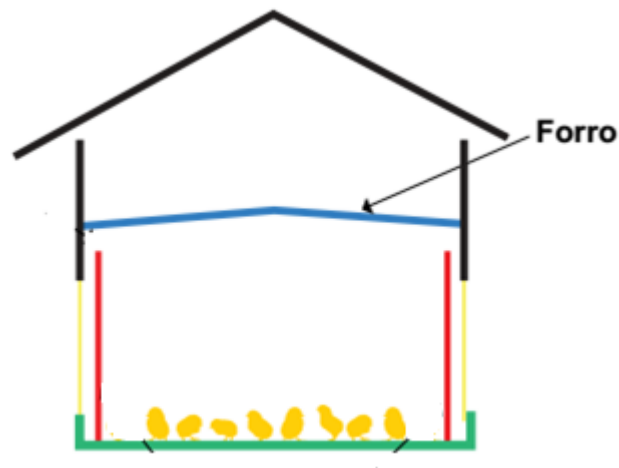


Figura 23: Estrutura interna do galpão. Brasil (2008).

## 2.2 CARGA TÉRMICA DE RESFRIAMENTO

As cargas de resfriamento resultam de diferentes processos de troca de calor por condução, convecção e radiação, que ocorrem através da estrutura do galpão e por fontes internas. Estas cargas são oriundas basicamente do somatório dos ganhos de calor pelo ambiente interno, que são divididos em dois tipos, calor sensível (adicionado diretamente no ambiente por condução, convecção ou radiação) e o calor latente (quando a umidade entra no ambiente).

A característica mais importante desse tipo de carga térmica é o efeito de tempo de resposta (*Time delay effect*). A energia térmica absorvida por paredes, teto, chão, *etc.*, contribui para a carga térmica do espaço apenas depois de certo período de tempo, ou seja, primeiramente a energia é absorvida na forma de ganho de calor pelos objetos e superfícies que constituem o ambiente, depois armazenada por estes e, por último, é finalmente irradiada/transferida para o ar do ambiente que queremos controlar. Portanto, uma parcela significativa da energia absorvida pelo sistema é armazenada na forma de energia interna pela massa no entorno do ar ambiente. Sempre existe um intervalo de tempo significativo entre o momento em que a fonte de energia está ativa e o ponto em que a energia re-irradiada se transforma completamente em carga térmica.

Esse atraso temporal deve ser considerado quando calculada a carga de resfriamento. A taxa de energia necessária que deve ser retirada do espaço a ser condicionado pode ser muito menor do que o ganho de calor instantâneo sendo gerado e, assim, o valor máximo da



carga será significativamente afetado. O método de cálculo usado nesse texto que leva em consideração esse atraso temporal é o *radiant time series* (RTS, séries de tempo radiante), descrito no capítulo 18 do *Fundamentals*, ASHRAE (2009).

### 2.2.1 O método RTS

O RST é um método simplificado que foi desenvolvido para ser ao mesmo tempo rigoroso, sem a necessidade de cálculos iterativos e que quantificasse a contribuição de cada componente para o total da carga térmica de resfriamento.

A sua premissa básica é de regime permanente periódico, ou seja, as condições climáticas, de ocupação e de ganho de calor são idênticas aquelas dos dias precedentes, de forma que a carga de resfriamento se repita em uma base cíclica idêntica de 24 horas.

O cálculo da carga térmica deve levar em consideração dois efeitos de atraso temporal, inerentes em um processo de transferência de calor em uma construção:

1. Atraso no ganho de calor por condução através de superfícies exteriores opacas e massivas (paredes, teto e chão).
2. Atraso na conversão do ganho de calor por radiação em carga térmica de resfriamento.

As paredes externas e o teto conduzem calor pelo fato de existir um gradiente de temperatura entre os meios externo e interno. Além disso, a energia solar incidente sobre essas superfícies é absorvida e depois transferida por condução para a parte interna da construção. A massa e a capacidade térmica dos materiais, que constituem as paredes e teto, causam um atraso substancial na transformação do calor introduzido nas superfícies externas, em ganho de calor nas superfícies internas.

A maioria das fontes de calor transfere energia para um ambiente pela combinação de convecção e radiação. A parte convectiva do ganho de calor se torna carga térmica de resfriamento de forma imediata. Já a parte radiativa, deve ser absorvida pela massa das superfícies internas ao ambiente primeiro, para que apenas depois, seja convertida em carga térmica quando for transferida por convecção por essas superfícies para o ar do ambiente.

O método RTS, portanto, leva em consideração tanto o efeito de atraso da condução quanto da radiação através da multiplicação dos ganhos de calor hora a hora por coeficientes

em uma série temporal de 24 horas. O uso das séries, na verdade, distribui os ganhos de calor pelo tempo. As séries temporais utilizadas são da forma:

### 1. Condução

$$q_{\theta} = c_0 \cdot q_{i,\theta} + c_1 \cdot q_{i,\theta-1} + c_2 \cdot q_{i,\theta-2} + \dots + c_{23} \cdot q_{i,\theta-23} \quad (1)$$

Onde,

$q_{\theta}$ : ganho de calor por condução para a superfície na hora de análise, W.

$q_{i,\theta}$ : calor introduzido na hora de análise, W.

$q_{i,\theta-n}$ : calor introduzido n horas atrás, W.

$c_0, c_1, etc.$ : fator temporal de condução.

### 2. Radiação

$$Q_{r,\theta} = r_0 \cdot q_{r,\theta} + r_1 \cdot q_{r,\theta-1} + r_2 \cdot q_{r,\theta-2} + \dots + r_{23} \cdot q_{r,\theta-23} \quad (2)$$

Onde,

$Q_{r,\theta}$ : carga térmica de arrefecimento  $q_r$  para a hora de análise, W.

$q_{r,\theta}$ : ganho de calor radiante na hora de análise, W.

$q_{r,\theta-n}$ : ganho de calor radiante n horas atrás, W.

$r_0, r_1, etc.$ : fator temporal radiante.

Dessa forma, o procedimento geral de cálculo para cada componente da carga térmica em questão, pelo método RTS, se dá através das seguintes etapas:

- Determinação dos ganhos de calor hora a hora do componente em questão para o dia escolhido de projeto (para condução, deve-se levar em consideração o atraso temporal);
- Dividir os ganhos de calor em partes radiante e convectiva;

- Usar a série temporal apropriada para a parte radiante, com o objetivo de levar em conta o atraso temporal necessário para conversão em carga térmica;
- Somar a parte convectiva do ganho de calor com a parte radiante, para determinar a carga de cada componente em cada hora.

### 2.2.2 Ganho de calor através das superfícies externas

O ganho de calor através de superfícies opacas externas é oriundo dos processos de troca de calor, pela radiação solar e pelo gradiente térmico entre os ambientes externo e interno. A diferença principal deste tipo de ganho de calor é o fato de ser uma função da massa e da natureza da construção das paredes e do teto, pois estes elementos afetam a taxa de transferência de calor conduzido até a superfície interna.

#### 2.2.2.1 Temperatura Sol-ar

A temperatura sol-ar ( $t_e$ ) é a temperatura externa do ar que, na ausência de todas as mudanças de radiação, fornece a mesma taxa de entrada de calor na superfície que a combinação da radiação solar incidente, troca de energia por radiação com o céu e redondezas e troca de calor por convecção com o ar externo. Essa temperatura depende tanto da temperatura do ar externo  $t_0$  (°C), quanto da radiação solar incidente na superfície  $E_t$  (W/m<sup>2</sup>), do coeficiente de transferência de calor na superfície externa  $h_0$  (W/m<sup>2</sup>K) e da diferença entre a radiação de comprimento de onda longo incidente na superfície, pelo céu e redondezas, e a radiação emitida por um corpo negro à temperatura do ar externo  $\Delta R$  (W/m<sup>2</sup>):

$$t_e = t_0 + \frac{\alpha E_t}{h_0} - \frac{\varepsilon \Delta R}{h_0} \quad (3)$$

Onde,

$\alpha$ : absorvância da superfície para radiação solar.

$\varepsilon$ : emitância hemisférica da superfície.

Pelo método RTS é necessário calcular o valor das temperaturas sol-ar equivalentes a cada hora do dia e, para tal, é necessário saber qual é a respectiva temperatura externa ao galpão. Esse conjunto de dados é importante, pois adotar que a temperatura ambiente externa se mantém constante ao longo do dia, poderá resultar em estimativas errôneas.

Conforme explicitado na seção 2.1.1, a temperatura do ar externo varia bastante ao longo do dia adotado. A Tabela 7 apresenta esses valores, que foram usados para montar o gráfico representado na Figura 17.

*Tabela 7: Valores de temperatura relativos a cada hora do dia 4 de janeiro de 2017.*

Hora	Temperatura (K)	Hora	Temperatura (K)
0	294,95	12	298,25
1	294,85	13	300,55
2	294,95	14	301,45
3	293,85	15	302,75
4	294,05	16	304,05
5	292,55	17	305,35
6	291,05	18	305,75
7	290,15	19	306,55
8	290,95	20	305,25
9	290,05	21	304,35
10	291,35	22	301,25
11	294,85	23	297,95

#### **2.2.2.1.1 Radiação solar em um dia claro**

Para que o cálculo da temperatura sol-ar seja efetuado, primeiro deve-se estimar um valor para a radiação total incidente na superfície. O cálculo desse parâmetro depende tanto da posição do planeta no período a ser estudado, quanto da posição da superfície analisada em relação ao sol.

Essa seção tem como objetivo estimar a radiação solar em um dia claro para cada hora do dia. O cálculo, entretanto, é semelhante para todas as horas, dessa forma, serão apresentadas as equações utilizadas pelo o método, em sua sequência lógica de cálculo, para depois serem apresentados os resultados nas Tabelas 8 e 9. Todos os cálculos do presente texto foram feitos com o auxílio do *software Engineering Equation Solver* (EES).

Deve-se estimar inicialmente a posição do sol no dia e na hora de análise. A posição do sol no céu é convenientemente expressa em termos da altitude solar acima da horizontal  $\beta$  e do ângulo azimutal mensurado a partir do sul  $\phi$ , conforme as seguintes equações.

$$\sin \beta = \cos L \cos \delta \cos H + \sin L \sin \delta \quad (4)$$

$$\sin \phi = \frac{\sin H \cos \delta}{\cos \beta} \quad (5)$$

Por sua vez, esses parâmetros dependem da latitude local  $L$ , da declinação solar  $\delta$  e do ângulo horário  $H$ , conforme a seguinte relação:

$$H = 15(AST - 12) \quad (6)$$

Onde o termo  $AST$ , mensurado em horas decimais, é o horário solar aparente, que relaciona o horário local padrão  $LST$ , a longitude local e a longitude do meridiano padrão local,  $LON$  e  $LSM$  respectivamente, em °L de Greenwich, e a diferença entre o tempo solar aparente e o tempo solar médio,  $ET$ , em minutos. O termo  $LSM$  pode ser estimado como sendo  $LSM = 15 \cdot TZ$ , onde  $TZ$  é o fuso horário relativo ao GMT. O termo  $AST$  é dado pela seguinte relação:

$$AST = LST + \frac{ET}{60} + \frac{LON - LSM}{15} \quad (7)$$

A radiação solar em um dia claro é definida por suas componentes direta  $E_b$  e difusa  $E_d$ , em W/m². A primeira representa a parte da radiação solar emanando diretamente do disco solar, enquanto a segunda leva em consideração a radiação emanando do resto do céu. Ambas componentes representam uma parcela do fluxo de calor por radiação extraterrestre  $E_0$ , definidas pelas constantes  $\tau_b$  e  $\tau_d$ , dados pelas seguintes relações:

$$E_b = E_0 \exp[-\tau_b m^{ab}] \quad (8)$$

$$E_d = E_0 \exp[-\tau_d m^{ad}] \quad (9)$$

A massa de ar relativa  $m$  é a razão entre a massa atmosférica no caminho entre a terra e o sol e a massa que existiria se o sol estivesse a pino (verticalmente alinhado com a localização de interesse). A massa de ar é somente uma função da altitude solar  $\beta$ , e os expoentes  $ab$  e  $ad$  se relacionam apenas com as constantes  $\tau_b$  e  $\tau_d$ , sendo dados respectivamente pelas seguintes equações:

$$m = \frac{1}{\sin \beta + 0,50572(6,07995 + \beta)^{-1,6364}} \quad (10)$$

$$ab = 1,219 - 0,043\tau_b - 0,151\tau_d - 0,204\tau_b\tau_d \quad (11)$$

$$ad = 0,202 - 0,852\tau_b - 0,007\tau_d - 0,357\tau_b\tau_d \quad (12)$$

Os valores de  $\tau_b$  e  $\tau_d$  são específicos da posição no planeta analisada e variam durante o ano. Seus valores foram retirados do *Fundamentals*, ASHRAE (2009), assim como os valores de  $ET$ ,  $E_0$  e  $\delta$ . A Tabela 8 mostra os valores iniciais usados para os cálculos desta seção e a Tabela 9 os resultados.

Tabela 8: Valores iniciais para o cálculo da radiação total em um dia claro.

Valores iniciais		Resultados	
$E_0$ (W/m <sup>2</sup> )	1.397,00	TZ (-)	-2,00
ET (min)	-10,60	LON (°)	53,27
$\delta$ (°)	-11,20	L (°)	24,57
$\tau_b$ (-)	0,39	$\tau_d$ (-)	2,60

Tabela 9: Dados relativos ao cálculo das componentes direta e difusa da radiação solar em um dia claro para cada hora do dia.

<b>DST</b> <b>(horas)</b>	<b>LST</b> <b>(horas)</b>	<b>AST</b> <b>(horas)</b>	<b>H</b> <b>(°)</b>	<b><math>\beta</math></b> <b>(°)</b>	<b><math>\phi</math></b> <b>(°)</b>	<b>m</b> <b>(-)</b>	<b><math>E_b</math></b> <b>(W/m<sup>2</sup>)</b>	<b><math>E_d</math></b> <b>(W/m<sup>2</sup>)</b>
1,00	0,00	-0,78	-191,80	-72,58	-138,10	0,00	0,00	0,00
2,00	1,00	0,22	-176,80	-76,28	-166,50	0,00	0,00	0,00
3,00	2,00	1,22	-161,80	-68,14	-124,50	0,00	0,00	0,00
4,00	3,00	2,22	-146,80	-55,79	-107,00	0,00	0,00	0,00
5,00	4,00	3,22	-131,80	-42,46	-97,40	0,00	0,00	0,00
6,00	5,00	4,22	-116,80	-28,85	-90,46	0,00	0,00	0,00
7,00	6,00	5,22	-101,80	-15,23	-84,44	0,00	0,00	0,00
8,00	7,00	6,22	-86,77	-1,75	-78,48	0,00	0,00	0,00
9,00	8,00	7,22	-71,77	11,44	-71,92	4,93	502,80	50,34
10,00	9,00	8,22	-56,77	24,09	-64,00	2,44	715,60	70,82
11,00	10,00	9,22	-41,77	35,78	-53,65	1,71	814,40	83,07
12,00	11,00	10,22	-26,77	45,70	-39,25	1,40	866,20	90,56
13,00	12,00	11,22	-11,77	52,43	-19,16	1,26	891,20	94,50
14,00	13,00	12,22	3,23	54,09	5,41	1,23	896,40	95,35
15,00	14,00	13,22	18,23	50,05	28,55	1,30	883,10	93,20
16,00	15,00	14,22	33,23	41,72	46,07	1,50	847,90	87,82
17,00	16,00	15,22	48,23	30,90	58,50	1,94	779,70	78,50
18,00	17,00	16,22	63,23	18,73	67,63	3,09	645,90	63,40
19,00	18,00	17,22	78,23	5,81	74,86	9,09	318,70	36,23
20,00	19,00	18,22	93,23	-7,53	81,08	0,00	0,00	0,00
21,00	20,00	19,22	108,20	-21,09	86,99	0,00	0,00	0,00
22,00	21,00	20,22	123,20	-34,73	93,27	0,00	0,00	0,00
23,00	22,00	21,22	138,20	-48,26	101,00	0,00	0,00	0,00
24,00	23,00	22,22	153,20	-61,32	113,00	0,00	0,00	0,00

É importante ressaltar que a primeira coluna da Tabela 9, referente à sigla DST (“*Daylight Saving Time*”), representa o horário de verão, variável que deve ser levada em consideração, pois em fevereiro, mês em que o cálculo se baseia, o horário de verão está em vigor.

#### 2.2.2.1.2 Transposição para as superfícies receptoras

As diferentes orientações de cada uma das superfícies que formam o galpão se relacionam de forma distinta com a radiação solar. O objetivo dessa seção é calcular a radiação solar total incidente em cada superfície para cada hora, podendo, assim, efetuar o cálculo das temperaturas sol-ar. Para todas as superfícies verticais o cálculo é semelhante, todavia, quando se analisa uma superfície horizontal, difere um pouco. Desta forma, a apresentação das metodologias de cálculo será dividida.

- Superfície vertical

A Figura 24 define a geometria necessária, tanto para superfícies verticais quanto para horizontais, para que se possa relacionar a radiação incidente provida do sol com as superfícies receptoras.

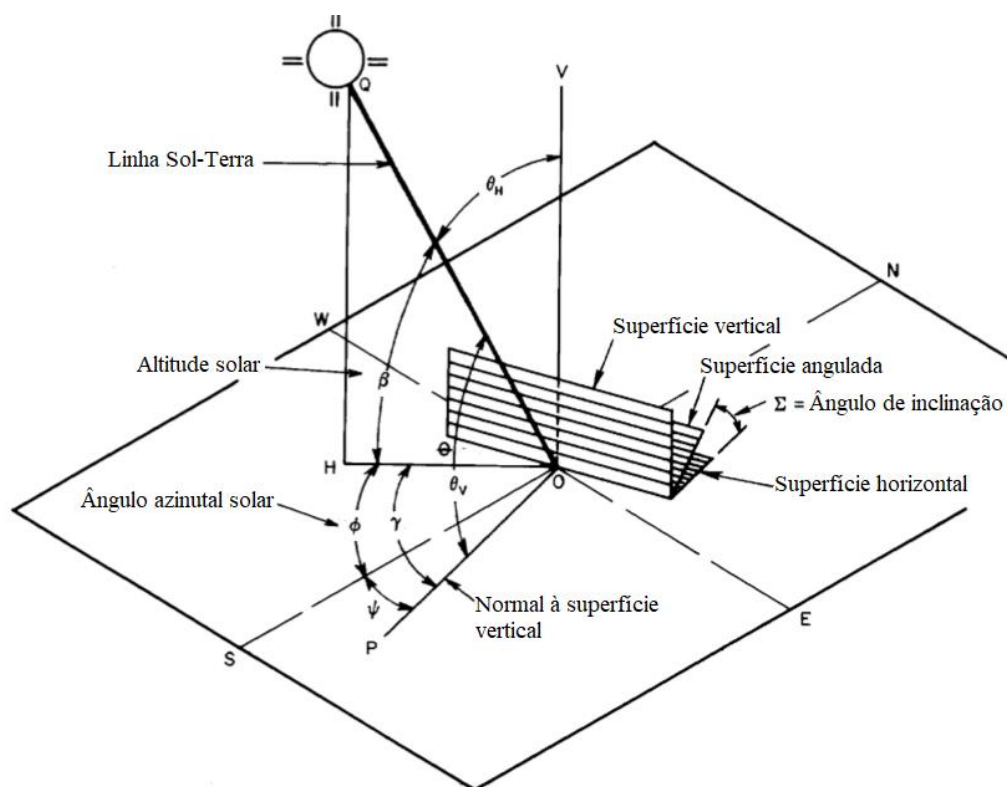


Figura 24: Ângulos solares para superfícies verticais e horizontais. ASHRAE (2009).

A orientação de uma superfície receptora é caracterizada pelo seu ângulo de inclinação em relação ao plano horizontal e por seu ângulo azimutal. O ângulo de inclinação em relação ao plano horizontal  $\Sigma$  é igual a  $90^\circ$  para superfícies verticais. Já o ângulo azimutal da



superfície  $\psi$ , é definido como sendo o deslocamento da projeção normal à superfície a partir do sul, no plano horizontal (ver Figura 24). Por sua vez, o ângulo azimutal superfície-solar  $\gamma$  é definido como a diferença angular entre o ângulo azimutal solar  $\phi$  e o ângulo azimutal da superfície  $\psi$ .

O ângulo entre a linha normal em relação à superfície irradiada e a linha terra-sol é chamado de ângulo de incidência  $\theta$ . Essa variável é importante para projetos de carga térmica e para tecnologias solares, pois afeta a intensidade da componente direta da radiação solar chegando à superfície e a capacidade da superfície em absorver, transmitir e refletir os raios solares. Seu valor é dado por:

$$\cos \theta = \cos \beta \cos \gamma \sin \Sigma + \sin \beta \cos \Sigma \quad (13)$$

A radiação solar total incidente em uma superfície  $E_t$ , utilizada no cálculo da temperatura sol-ar, é a soma de três componentes: a componente direta  $E_{t,b}$ ; a componente difusa  $E_{t,d}$  e a componente reflexiva do solo  $E_{t,r}$ . A componente direta é obtida facilmente por uma simples relação geométrica, de forma em que  $E_{t,b} = E_b \cos \theta$ .

A equação (9) define a parcela difusa da radiação, porém na direção horizontal, necessitando assim, de um fator de correção para estimar o valor dessa componente em uma superfície vertical, de forma que  $E_{t,d} = E_d Y$ . Stepheson (1965) e Threlkeld (1962) mostraram que para superfícies verticais, o parâmetro  $Y$  é uma função apenas do ângulo de incidência.

$$Y = 0,55 + 0,437 \cos \theta + 0,313 \cos^2 \theta \quad (14)$$

A última das componentes é a reflexiva, definida pela equação (15), onde  $\rho_g$  é a reflectância do solo.

$$E_{t,r} = (E_b \sin \beta + E_d) \rho_g \left( \frac{1 - \cos \Sigma}{2} \right) \quad (15)$$

O valor de  $\rho_g$  é apresentado na Tabela 5 do capítulo 14 do *Fundamentals* ASHRAE (2009), e é igual a 0,26. Com o valor da radiação solar total incidente na superfície, é possível estimar a temperatura sol-ar a partir da Eq. (3). As simplificações que serão utilizadas para o cálculo são:

- 1) Para superfícies verticais,  $\varepsilon\Delta R = 0$ .
- 2) Para todas as superfícies  $h_0 = 17 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

Essas simplificações são aconselhadas pelo próprio ASHRAE no capítulo 18 do *Fundamentals* (ASHRAE, 2009). Portanto, para superfícies verticais de coloração clara, a equação (3) é bastante simplificada, dependendo apenas da temperatura do ar externo  $t_0$ .

- Superfície horizontal

A diferença de cálculo ocorre por três fatores. O primeiro é o valor do ângulo de inclinação em relação a horizontal  $\Sigma$ , correspondente à zero. O segundo trata-se da componente difusa que incide na superfície que, por ser horizontal, é igual à componente difusa em dia claro  $E_d$ .

Ademais, a mudança principal no cálculo para a superfície horizontal é que a simplificação feita para a equação (3), de que  $\varepsilon\Delta R = 0$ , não pode mais ser adotada e, portanto, deve-se estimar o valor de cada um desses dois parâmetros. Para a emitância, o valor foi estimado a partir de Lienhard (2013) para uma superfície com pintura branca,  $\varepsilon = 0,90$ . Já para o termo  $\Delta R$ , o *Fundamentals*, ASHRAE (2009) afirma que um valor apropriado é de  $63 \text{ W/m}^2$ .

Os valores para cada parâmetro calculado nesta seção, em relação a todas as superfícies que compõem o aviário, para cada hora do dia, são apresentados nas tabelas abaixo. Os mesmos foram calculados de forma semelhante aos exemplos explicitados aqui com o auxílio do EES.

## 1) Parede 1 (parede voltada para o sul)

Tabela 10: Valores relativos à parede 1.

Hora	$\gamma$ (°)	$\theta$ (°)	$E_{t,b}$ (W/m <sup>2</sup> )	Y (-)	$E_{t,d}$ (W/m <sup>2</sup> )	$E_{t,r}$ (W/m <sup>2</sup> )	$E_t$ (W/m <sup>2</sup> )	$t_e$ (°C)
1	-138,10	102,90	0,00	0,47	0,00	0,00	0,00	21,80
2	-166,50	103,30	0,00	0,47	0,00	0,00	0,00	21,70
3	-124,50	102,20	0,00	0,47	0,00	0,00	0,00	21,80
4	-107,00	99,47	0,00	0,49	0,00	0,00	0,00	20,70
5	-97,40	95,45	0,00	0,51	0,00	0,00	0,00	20,90
6	-90,46	90,41	0,00	0,55	0,00	0,00	0,00	19,40
7	-84,44	84,64	0,00	0,59	0,00	0,00	0,00	17,90
8	-78,48	78,48	0,00	0,65	0,00	0,00	0,00	17,00
9	-71,92	72,29	153,00	0,71	35,84	19,51	208,30	20,99
10	-64,00	66,41	286,40	0,77	54,89	47,17	388,40	22,84
11	-53,65	61,26	391,60	0,83	69,16	72,69	533,40	26,36
12	-39,25	57,26	468,50	0,88	79,50	92,37	640,30	31,49
13	-19,16	54,83	513,30	0,91	85,57	104,10	703,00	35,85
14	5,408	54,28	523,40	0,91	86,95	106,80	717,10	37,87
15	28,55	55,66	498,10	0,89	83,52	100,10	681,80	38,73
16	46,07	58,81	439,10	0,86	75,54	84,77	599,40	38,77
17	58,50	63,36	349,60	0,81	63,49	62,25	475,30	38,17
18	67,63	68,88	232,80	0,75	47,43	35,20	315,40	37,02
19	74,86	74,94	82,81	0,68	24,80	8,90	116,50	34,38
20	81,08	81,16	0,00	0,62	0,00	0,00	0,00	33,40
21	86,99	87,19	0,00	0,57	0,00	0,00	0,00	32,10
22	93,27	92,69	0,00	0,53	0,00	0,00	0,00	31,20
23	101,00	97,33	0,00	0,50	0,00	0,00	0,00	28,10
24	113,00	100,80	0,00	0,48	0,00	0,00	0,00	24,80

## 2) Parede 2 (parede lateral voltada para o norte)

Tabela 11: Valores relativos à parede 2.

Hora	$\gamma$ (°)	$\theta$ (°)	$E_{t,b}$ (W/m <sup>2</sup> )	Y (-)	$E_{t,d}$ (W/m <sup>2</sup> )	$E_{t,r}$ (W/m <sup>2</sup> )	$E_t$ (W/m <sup>2</sup> )	$t_e$ (°C)
1	-318,10	77,13	0,00	0,66	0,00	0,00	0,00	21,80
2	-346,50	76,67	0,00	0,67	0,00	0,00	0,00	21,70
3	-304,50	77,83	0,00	0,66	0,00	0,00	0,00	21,80
4	-287,00	80,53	0,00	0,63	0,00	0,00	0,00	20,70
5	-277,40	84,55	0,00	0,59	0,00	0,00	0,00	20,90
6	-270,50	89,59	0,00	0,55	0,00	0,00	0,00	19,40
7	-264,40	95,36	0,00	0,51	0,00	0,00	0,00	17,90
8	-258,50	101,50	0,00	0,48	0,00	0,00	0,00	17,00
9	-251,90	107,70	0,00	0,45	22,65	19,51	42,16	18,44
10	-244,00	113,60	0,00	0,45	31,87	47,17	79,04	18,11
11	-233,70	118,70	0,00	0,45	37,38	72,69	110,10	19,88
12	-219,20	122,70	0,00	0,45	40,75	92,37	133,10	23,74
13	-199,20	125,20	0,00	0,45	42,53	104,10	146,60	27,34
14	-174,60	125,70	0,00	0,45	42,91	106,80	149,70	29,19
15	-151,50	124,30	0,00	0,45	41,94	100,10	142,10	30,47
16	-133,90	121,20	0,00	0,45	39,52	84,77	124,30	31,50
17	-121,50	116,60	0,00	0,45	35,32	62,25	97,58	32,39
18	-112,40	111,10	0,00	0,45	28,53	35,20	63,73	33,17
19	-105,10	105,10	0,00	0,46	16,58	8,90	25,48	32,99
20	-98,92	98,84	0,00	0,49	0,00	0,00	0,00	33,40
21	-93,01	92,81	0,00	0,53	0,00	0,00	0,00	32,10
22	-86,73	87,31	0,00	0,57	0,00	0,00	0,00	31,20
23	-78,95	82,67	0,00	0,61	0,00	0,00	0,00	28,10
24	-67,00	79,19	0,00	0,64	0,00	0,00	0,00	24,80

## 3) Parede 3 (parede frontal voltada para o oeste)

Tabela 12: Valores relativos à parede 3.

Hora	$\gamma$ (°)	$\theta$ (°)	$E_{t,b}$ (W/m <sup>2</sup> )	Y (-)	$E_{t,d}$ (W/m <sup>2</sup> )	$E_{t,r}$ (W/m <sup>2</sup> )	$E_t$ (W/m <sup>2</sup> )	$t_e$ (°C)
1	-228,10	101,50	0,00	0,48	0,00	0,00	0,00	21,80
2	-256,50	93,17	0,00	0,53	0,00	0,00	0,00	21,70
3	-214,50	107,90	0,00	0,45	0,00	0,00	0,00	21,80
4	-197,00	122,50	0,00	0,45	0,00	0,00	0,00	20,70
5	-187,40	137,00	0,00	0,45	0,00	0,00	0,00	20,90
6	-180,50	151,10	0,00	0,45	0,00	0,00	0,00	19,40
7	-174,40	163,80	0,00	0,45	0,00	0,00	0,00	17,90
8	-168,50	168,30	0,00	0,45	0,00	0,00	0,00	17,00
9	-161,90	158,70	0,00	0,45	22,65	19,51	42,16	18,44
10	-154,00	145,10	0,00	0,45	31,87	47,17	79,04	18,11
11	-143,70	130,80	0,00	0,45	37,38	72,69	110,10	19,88
12	-129,20	116,20	0,00	0,45	40,75	92,37	110,10	23,74
13	-109,20	101,50	0,00	0,48	44,90	104,10	149,00	27,38
14	-84,59	86,83	49,54	0,58	54,84	106,80	211,20	30,13
15	-61,45	72,13	271	0,71	66,51	100,10	437,60	34,99
16	-43,93	57,48	455,8	0,88	76,87	84,77	617,50	39,04
17	-31,50	42,98	570,4	1,04	81,42	62,25	714,10	41,82
18	-22,37	28,86	565,7	1,17	74,36	35,20	675,30	42,53
19	-15,14	16,19	306,1	1,26	45,58	8,90	360,50	38,11
20	-8,92	11,65	0,00	1,28	0,00	0,00	0,00	33,40
21	-3,01	21,30	0,00	1,23	0,00	0,00	0,00	32,10
22	3,27	34,86	0,00	1,12	0,00	0,00	0,00	31,20
23	11,05	49,20	0,00	0,97	0,00	0,00	0,00	28,10
24	23,00	63,78	0,00	0,80	0,00	0,00	0,00	24,80

## 4) Parede 4 (parede traseira voltada para o leste)

Tabela 13: Valores relativos à parede 4.

Hora	$\gamma$ (°)	$\theta$ (°)	$E_{t,b}$ (W/m <sup>2</sup> )	Y (-)	$E_{t,d}$ (W/m <sup>2</sup> )	$E_{t,r}$ (W/m <sup>2</sup> )	$E_t$ (W/m <sup>2</sup> )	$t_e$ (°C)
1	-48,06	78,46	0,00	0,65	0,00	0,00	0,00	21,80
2	-76,52	86,83	0,00	0,58	0,00	0,00	0,00	21,70
3	-34,48	72,13	0,00	0,71	0,00	0,00	0,00	21,80
4	-17,02	57,48	0,00	0,88	0,00	0,00	0,00	20,70
5	-7,403	42,98	0,00	1,04	0,00	0,00	0,00	20,90
6	-0,46	28,86	0,00	1,17	0,00	0,00	0,00	19,40
7	5,56	16,19	0,00	1,26	0,00	0,00	0,00	17,90
8	11,52	11,65	0,00	1,28	0,00	0,00	0,00	17,00
9	18,08	21,30	468,50	1,23	61,86	19,51	549,90	26,21
10	26,00	34,86	587,20	1,12	79,28	47,17	713,60	27,81
11	36,35	49,20	532,20	0,97	80,51	72,69	685,40	28,68
12	50,75	63,78	382,70	0,80	72,83	92,37	547,90	30,08
13	70,84	78,46	178,30	0,65	61,42	104,10	343,90	30,36
14	95,41	93,17	0,00	0,53	50,23	106,80	157,00	29,30
15	118,50	107,90	0,00	0,45	41,94	100,10	142,10	30,47
16	136,10	122,50	0,00	0,45	39,52	84,77	124,30	31,50
17	148,50	137,00	0,00	0,45	35,32	62,25	97,58	32,39
18	157,60	151,10	0,00	0,45	28,53	35,20	63,73	33,17
19	164,90	163,80	0,00	0,45	16,30	8,90	25,20	32,99
20	171,10	168,30	0,00	0,45	0,00	0,00	0,00	33,40
21	177,00	158,70	0,00	0,45	0,00	0,00	0,00	32,10
22	183,30	145,10	0,00	0,45	0,00	0,00	0,00	31,20
23	191,00	130,80	0,00	0,45	0,00	0,00	0,00	28,10
24	203,00	116,20	0,00	0,45	0,00	0,00	0,00	24,80

## 5) Teto

Tabela 14: Valores relativos ao teto.

Hora	$\theta$ (°)	$E_{t,b}$ (W/m <sup>2</sup> )	$E_{t,d}$ (W/m <sup>2</sup> )	$E_t$ (W/m <sup>2</sup> )	$t_e$ (°C)
1	162,60	0,00	0,00	0,00	18,46
2	166,30	0,00	0,00	0,00	18,36
3	158,10	0,00	0,00	0,00	18,46
4	145,80	0,00	0,00	0,00	17,36
5	132,50	0,00	0,00	0,00	17,56
6	118,90	0,00	0,00	0,00	16,06
7	105,20	0,00	0,00	0,00	14,56
8	91,75	0,00	0,00	0,00	13,66
9	78,56	99,72	50,34	150,10	16,76
10	65,91	292,00	70,82	362,90	19,11
11	54,22	476,10	83,07	559,20	23,42
12	44,30	620,00	90,56	710,60	29,23
13	37,57	706,40	94,50	800,90	34,01
14	35,91	726,00	95,35	821,40	36,13
15	39,95	677,00	93,20	770,20	36,74
16	48,28	564,30	87,82	652,10	36,24
17	59,10	400,40	78,50	478,90	34,89
18	71,27	207,40	63,40	270,80	33,01
19	84,19	32,26	36,23	68,48	30,31
20	97,53	0,00	0,00	0,00	30,06
21	111,10	0,00	0,00	0,00	28,76
22	124,70	0,00	0,00	0,00	27,86
23	138,30	0,00	0,00	0,00	24,76
24	151,30	0,00	0,00	0,00	21,46

## 2.2.2.2 Cálculo do ganho de calor por condução

No método RTS, o ganho de calor pelas paredes externas e pelo teto é calculado por uma série temporal de condução, representada pela equação (1), que depende do calor introduzido nessas superfícies. O calor introduzido na superfície exterior das paredes e do telhado, por sua vez, à  $n$  horas atrás,  $q_{i,\theta-n}$ , é definido da seguinte forma, em W:

$$q_{i,\theta-n} = UA(t_{e,\theta-n} - t_{rc}) \quad (16)$$

Onde,

$t_{e,\theta-n}$ : temperatura sol-ar  $n$  horas atrás, °C.

$t_{rc}$ : temperatura do ar interno, °C.

A partir do conhecimento da variação ao longo do dia da temperatura sol-ar para cada uma das superfícies, é possível aplicar a equação (16). Dessa forma, o calor introduzido em cada superfície para cada hora do dia é apresentado na Tabela 15. A primeira coluna representa os valores para cada hora com relação à parede 1 e assim por diante.

*Tabela 15: Valores do calor introduzido em cada superfície hora a hora e seu somatório por hora.*

<b>Hora</b>	<b><math>q_{i,1}</math> (W)</b>	<b><math>q_{i,2}</math> (W)</b>	<b><math>q_{i,3}</math> (W)</b>	<b><math>q_{i,4}</math> (W)</b>	<b><math>q_{i,teto}</math> (W)</b>
1	-152,20	-152,20	-14,62	-14,62	-2.273,00
2	-164,90	-164,90	-15,83	-15,83	-2.323,00
3	-152,20	-152,20	-14,62	-14,62	-2.273,00
4	-291,80	-291,80	-28,01	-28,01	-2.824,00
5	-266,40	-266,40	-25,58	-25,58	-2.723,00
6	-456,80	-456,80	-43,85	-43,85	-3.475,00
7	-647,10	-647,10	-62,12	-62,12	-4.227,00
8	-761,30	-761,30	-73,08	-73,08	-4.678,00
9	-255,50	-577,90	-55,48	39,10	-3.127,00
10	-20,240	-620,60	-59,57	58,64	-1.947,00
11	426,10	-395,40	-37,96	69,21	208,80
12	1.078,00	93,39	8,97	86,23	3.123,00
13	1.630,00	551,00	53,34	89,63	5.518,00
14	1.886,00	785,30	86,84	76,75	6.577,00
15	1.995,00	948,10	146,10	91,02	6.887,00
16	2.000,00	1.079,00	195,40	103,50	6.633,00
17	1.925,00	1.192,00	229,20	114,40	5.957,00
18	1.779,00	1.291,00	237,80	123,90	5.014,00
19	1.444,00	1.267,00	184,10	121,60	3.664,00
20	1.320,00	1.320,00	126,70	126,70	3.540,00
21	1.155,00	1.155,00	110,80	110,8	2.889,00
22	1.040,00	1.040,00	99,880	99,88	2.438,00
23	647,10	647,10	62,12	62,12	884,30
24	228,40	228,40	21,92	21,92	-769,30

O ganho de calor por condução através das paredes e do teto pode ser calculado pela equação (1). Entretanto, para tal, é necessário saber quais são os fatores temporais de condução para cada superfície de análise. Na seção 2.1.2.1, relata-se o tipo de parede e de teto que foi escolhido para a análise a partir das Tabelas 3 e 4. Desta mesma tabela serão obtidos os valores para os fatores temporais de condução.

Como o cálculo do ganho de calor é apenas a aplicação da equação (1), serão apresentados os valores diretos. A Tabela 16 mostra tanto os valores para o ganho de calor para cada hora para cada parede, quanto os fatores temporais respectivos. O índice 1 representa a parede 1 e assim por diante.



Para avançar no cálculo da carga térmica, entretanto, deve ser estipulado um horário de pico para esse parâmetro. Esse horário pode ser determinado somando-se os valores dos ganhos de calor das superfícies para cada hora, essa nova variável será chamada de  $q_{soma}$  e é apresentada na última coluna da Tabela 16.

Tabela 16: Fator temporal e ganho de calor para cada superfície para cada hora.

Hora	$c_1$ (-)	$q_{\theta,1}$ (W)	$c_2$ (-)	$q_{\theta,2}$ (W)	$c_3$ (-)	$q_{\theta,3}$ (W)	$c_4$ (-)	$q_{\theta,4}$ (W)	$c_{teto}$ (-)	$q_{\theta,teto}$ (W)	$q_{\theta,soma}$ (W)
1	0,07	481,1	0,07	481,1	0,07	46,2	0,07	46,2	0,00	2865,0	3919,0
2	0,44	125,4	0,44	125,4	0,44	12,0	0,44	12,0	0,07	1968,0	2243,0
3	0,32	-68,3	0,32	-68,3	0,32	-6,6	0,32	-6,6	0,18	1000,0	850,6
4	0,12	-142,9	0,12	-142,9	0,12	-13,7	0,12	-13,7	0,18	176,6	-136,5
5	0,04	-219,4	0,04	-219,4	0,04	-21,1	0,04	-21,1	0,15	-511,9	-992,8
6	0,01	-269,0	0,01	-269,0	0,01	-25,8	0,01	-25,8	0,11	-1082,0	-1671,0
7	0,00	-374,3	0,00	-374,3	0,00	-35,9	0,00	-35,9	0,08	-1579,0	-2399,0
8	0,00	-529,3	0,00	-529,3	0,00	-50,8	0,00	-50,8	0,06	-2107,0	-3267,0
9	0,00	-628,3	0,00	-650,9	0,00	-62,5	0,00	-55,9	0,05	-2664,0	-4062,0
10	0,00	-456,0	0,00	-639,9	0,00	-61,4	0,00	-11,5	0,03	-3069,0	-4238,0
11	0,00	-182,6	0,00	-607,5	0,00	-58,3	0,00	31,5	0,03	-3114,0	-3931,0
12	0,00	188,9	0,00	-472,3	0,00	-45,3	0,00	56,4	0,02	-2777,0	-3049,0
13	0,00	704,4	0,00	-152,1	0,00	-14,6	0,00	74,2	0,01	-1957,0	-1345,0
14	0,00	1.242,0	0,00	249,2	0,00	24,9	0,00	83,5	0,01	-708,3	891,4
15	0,00	1.638,0	0,00	577,4	0,00	64,5	0,00	82,5	0,01	772,0	3134,0
16	0,00	1.865,0	0,00	809,8	0,00	112,1	0,00	86,8	0,01	2191,0	5064,0
17	0,00	1.956,0	0,00	978,6	0,00	161,4	0,00	96,4	0,00	3365,0	6557,0
18	0,00	1.943,0	0,00	1.111,0	0,00	201,6	0,00	107,0	0,00	4178,0	7539,0
19	0,00	1.839,0	0,00	1.213,0	0,00	221,1	0,00	116,5	0,00	4635,0	8024,0
20	0,00	1.628,0	0,00	1.259,0	0,00	202,8	0,00	120,8	0,00	4731,0	7942,0
21	0,00	1.434,0	0,00	1.280,0	0,00	162,1	0,00	122,9	0,00	4560,0	7560,0
22	0,00	1.267,0	0,00	1.219,0	0,00	130,2	0,00	117,0	0,00	4303,0	7035,0
23	0,00	1.106,0	0,00	1.094,0	0,00	108,7	0,00	105,1	0,00	3978,0	6392,0
24	0,00	839,4	0,00	837,6	0,00	81,0	0,00	80,4	0,00	3542,0	5380,0

Analisando os valores da Tabela 16, percebe-se que o pico de ganho de calor ocorre às 19 horas. Portanto, será adotado que o pico da carga térmica ocorrerá exatamente nesse horário. Essa informação será usada mais à frente no texto, no cálculo da carga térmica.

### 2.2.2.3 Carga térmica devida à condução

Como já foi explicado no início deste capítulo, após estimar o ganho de calor para cada hora e para cada superfície, deve-se dividi-lo em duas partes, uma convectiva e outra radiativa. A parte convectiva já será uma parcela da carga térmica, entretanto para a outra parte é necessário o uso de uma série temporal, representada pela equação (2), que tem como função levar em consideração a dependência do tempo para a troca de calor por radiação. Esse

procedimento é o mesmo para todas as formas de ganho de calor, não só os devidos à condução.

Estipulou-se para o horário de pico às 19 horas, portanto o ganho de calor relativo a essa hora que deve ser dividido. Como mencionado, a parcela convectiva da carga térmica de resfriamento ( $q_{c,19}$ ) é representada pelo ganho de calor às 19 horas multiplicado por uma constante,  $c$ , que representa a fração convectiva do ganho de calor, ou seja,  $q_{c,19} = q_{19} \cdot c$ .

A parcela radiativa do ganho de calor deve passar por uma série temporal para ser transformada em carga térmica. Ou seja, o ganho de calor relativo a cada hora do dia, para cada superfície, deve ser multiplicado por uma constante,  $r$ , que representa a fração radiativa do ganho de calor, para que esses novos valores sejam usados na equação (2) e, assim, obtenha-se a parcela radiativa da carga térmica. Os valores usados de  $r$  e  $c$  para as paredes foram, respectivamente, 0,46 e 0,54, já para o teto os valores foram de 0,60 e 0,40, conforme sugerido por ASHRAE (2009). A Tabela 17 apresenta os resultados.

A coluna relativa à  $Q_{c,19}$  detalha os valores para cada superfície, onde a primeira linha representa a parede 1, a segunda linha a parede 2 e assim por diante até a penúltima linha, a última linha representa o teto. As demais colunas representam os valores da parcela radiativa do ganho de calor, para cada superfície em cada hora do dia.

Com os valores das frações dos ganhos de calor, é possível calcular a parcela radiativa da carga térmica de resfriamento para a hora de pico, através da equação (2). Para tal, é necessário um conjunto de fatores temporais que dependem do tipo de construção envolvendo a estrutura (galpão). Esses fatores foram obtidos a partir da tabela 19 do capítulo 18, do *Fundamentals*, ASHRAE (2009), com relação a ambientes interiores de uma construção leve e sem carpete. Os valores tanto dos fatores temporais radiantes, quanto do resultado da equação para cada superfície são apresentados na Tabela 18.

Tabela 17: Ganhos de calor divididos em partes convectiva e radiativa para cada superfície.

$Q_{c,19}$ (W)	Hora	$q_{r,\theta,1}$ (W)	$q_{r,\theta,2}$ (W)	$q_{r,\theta,3}$ (W)	$q_{r,\theta,4}$ (W)	$q_{r,\theta,teto}$ (W)
992,80	1	221,30	221,30	21,25	21,25	1.719,00
655,20	2	57,66	57,66	5,54	5,54	1.181,00
119,40	3	-31,40	-31,40	-3,01	-3,01	600,10
62,90	4	-65,72	-65,72	-6,31	-6,31	106,00
1.854,00	5	-100,90	-100,90	-9,69	-9,69	-307,20
	6	-123,70	-123,70	-11,88	-11,88	-649,10
	7	-172,20	-172,20	-16,53	-16,53	-947,20
	8	-243,50	-243,50	-23,37	-23,37	-1.264,00
	9	-289,00	-299,40	-28,74	-25,70	-1.599,00
	10	-209,80	-294,40	-28,26	-5,31	-1.841,00
	11	-84,01	-279,40	-26,83	14,47	-1.868,00
	12	86,88	-217,30	-20,86	25,94	-1.666,00
	13	324,00	-69,95	-6,70	34,15	-1.174,00
	14	571,30	114,60	11,46	38,39	-425,00
	15	753,30	265,60	29,65	37,96	463,20
	16	857,70	372,50	51,57	39,91	1.315,00
	17	899,70	450,10	74,25	44,32	2.019,00
	18	893,70	510,80	92,73	49,23	2.507,00
	19	845,70	558,10	101,70	53,58	2.781,00
	20	748,90	579,00	93,27	55,58	2.839,00
	21	659,60	589,00	74,55	56,53	2.736,00
	22	582,70	560,60	59,89	53,82	2.582,00
	23	509,00	503,50	50,00	48,33	2.387,00
	24	386,10	385,30	37,28	36,99	2.125,00

Tabela 18: Valores dos fatores temporais e da parcela radiativa da carga térmica.

$r$ (-)	$Q_{r,19}$ (W)
0,40	754,40
0,20	406,50
0,10	72,22
0,10	44,08
0,10	1.817,00

Para finalizar o cálculo da carga térmica, devido ao ganho de calor por condução através das superfícies (paredes e o teto) que formam o aviário, basta somar as frações radiativas e convectivas da carga térmica de cada superfície. A Tabela 19 apresenta novamente essas parcelas para cada parede e, na última coluna, o somatório das frações para a respectiva superfície.

Tabela 19: Carga térmica total em relação a cada superfície e a todas elas.

$Q_{c,19}$ (W)	$Q_{r,19}$ (W)	$Q_{19}$ (W)
992,80	754,40	1.747,00
655,20	406,50	1.062,00
119,40	72,22	191,69
62,90	44,08	107,00
1.854,00	1.817,00	3.671,00

Portanto, a carga térmica de arrefecimento total devido ao ganho de calor por condução às 19 horas, o horário de pico, é  $Q_{19} = 6,78 \text{ kW}$ .

### 2.2.3 Ganho de calor interno devido à iluminação

O sistema de iluminação pode, por vezes, ser uma componente significativa da carga térmica de arrefecimento e, dessa forma, uma estimativa precisa do ganho de calor devido a essa fonte é necessária. De forma semelhante ao cálculo efetuado na seção anterior, existe um atraso temporal da transformação do ganho de calor, equivalente à potência instantaneamente fornecida pelas lâmpadas, em carga térmica. Essa dependência do tempo ocorre pelo armazenamento de calor das superfícies e objetos ao redor das lâmpadas.

#### 2.2.3.1 Ganho de calor instantâneo da iluminação

A fonte primária de calor devido à iluminação vem de elementos emissores de luz. De forma geral, a taxa de ganho de calor sensível por meio de luz elétrica ( $q_{el}$ ), depende da potência das lâmpadas empregadas (W) e do número de lâmpadas (N), podendo ser calculada da seguinte forma, em Watts:

$$q_{el} = NWF_{ul}F_{sa} \quad (17)$$

Antes de analisar o sistema de iluminação, adotado no presente estudo, e aplicar a equação (17), faz-se necessário entender os termos que a compõem. O fator de uso de iluminação,  $F_{ul}$ , corresponde à fração da potência total do sistema que está em uso, para as condições que a carga térmica de arrefecimento está sendo calculada. Já o fator especial,  $F_{sa}$ , é a proporção entre o consumo de energia dos dispositivos de iluminação e o consumo de potência nominal da lâmpada.

A seção 2.1.3 descreve o sistema de iluminação adotado nesse estudo e, também, as suas condições para o cálculo da carga térmica de arrefecimento. Serão quarenta e duas lâmpadas incandescentes, possuindo uma potência individual de 60 Watts, que funcionarão durante as 24 horas com sua potência máxima, o que representa um fator de uso igual a 1. Em relação ao fator especial, o *Fundamentals*, ASHRAE (2009) diz que, para o caso de as lâmpadas serem incandescentes, seu valor é igual a 1. Portanto,  $q_{el} = 42 \cdot 60 = 2,52 \text{ kW}$ .

#### 2.2.3.2 Carga térmica devida à iluminação

Esse valor de  $q_{el}$  representa o ganho de calor devido à iluminação, em uma condição específica no tempo. De forma semelhante ao que foi feito anteriormente, esse ganho de calor deveria ser calculado para todas as horas do dia, dividido em partes convectiva e radiativa, aplicada a série temporal, representada pela equação (2), em relação à parte radiativa e por final, deveria ser somado tais partes, para converter o ganho de calor em carga térmica. Entretanto, o ganho de calor devido à iluminação, para o caso específico do nosso sistema, é exatamente o mesmo para cada hora. Esse fato faz com que a carga térmica de arrefecimento,  $Q_{el}$ , seja igual ao ganho de calor. Portanto,  $Q_{el} = q_{el} = 2,52 \text{ kW}$ .

#### 2.2.4 Carga térmica de arrefecimento devido ao metabolismo das aves

Quando projetada uma granja de alta densidade, ou seja, uma granja que funcione com um grande número de aves por metro quadrado, o calor metabólico gerado pelos animais pode influir de forma significativa na carga térmica global de arrefecimento. Portanto, o sistema de resfriamento deve ser capaz de retirar tanto o calor sensível, quanto o latente produzido pelos animais.

A literatura sobre a produção de calor metabólico parece divergir de autor para autor. O capítulo 14 do *Applications*, ASHRAE (2009), entretanto, apresenta uma equação que gera dados consistentes para esse tipo de fenômeno. Essa relação é apresentada abaixo, onde ATHG é o ganho de calor total médio, Watts por animal, e W é o peso do animal, em kg.

$$ATHG = 8,75W^{0,75} \quad (18)$$

A equação (18) relaciona o calor gerado com o peso do animal, entretanto não foi explicitada no presente estudo, a linhagem dos frangos de corte utilizados nesse projeto e, portanto, também não se determinou o peso médio por animal. A linhagem adotada será a Cobb50.

Cobb (2008) apresenta tabelas que relacionam o peso dessa linhagem de frangos de corte com sua idade. Para o presente estudo, será admitido que o peso do animal mantenha-se constante ao longo de sua vida e que seja o valor relativo à sua idade de abate, de modo a maximizar a estimativa de calor metabólico. O dia de abate admitido nesse texto é o trigésimo dia de vida, dessa forma, o peso médio para o frango de corte é de 1,6 kg, dado obtido a partir da primeira tabela de Cobb (2008). Assim, a equação (18) será multiplicada por 17.500, valor respectivo ao número total de aves presente no galpão, explicitado na seção 2.1.3, com o objetivo de estimar o ganho de calor total médio, relativo ao metabolismo de todas as aves presentes no galpão. Dessa forma,  $ATHG = 218 \text{ kW}$ .

De forma a simplificar o problema, a geração de calor metabólico irá interagir com o ambiente unicamente de forma convectiva. A carga térmica  $Q_m$ , relativo ao metabolismo do animal, portanto, é igual ao ganho de calor, pois o transiente do problema, que seria relacionado à troca de calor por radiação, é desprezível. Assim,  $Q_m = ATHG = 218 \text{ kW}$ .

### 2.2.5 Carga térmica total

A carga térmica total de resfriamento,  $Q_r$ , é a soma das parcelas de carga térmica devido a cada uma das fontes relatadas durante esse capítulo. Dessa forma,  $Q_r = Q_{19} + Q_{el} + Q_m = 227,30 \text{ kW}$ . Vale ressaltar que, de forma contrária a carga térmica de resfriamento para condições residências, em aviários de alta densidade, a parcela dominante é a relacionada com o calor metabólico gerado pelo plantel, e não com as condições climáticas externas adversas.

## 2.3 CARGA TÉRMICA DE AQUECIMENTO

O cálculo feito para estimar a carga térmica de aquecimento segue o mesmo princípio do que foi feito para a carga térmica de arrefecimento. Algumas simplificações, entretanto, são adotadas, conforme sugerido por ASHRAE (2009):

- Os ganhos de calor devido ao sol e as gerações internas não são incluídos;
- O efeito de armazenamento térmico da estrutura da construção é ignorado.

Ao contrário do enfoque feito em ganhos de calor durante o cálculo da carga térmica de resfriamento, nesse cálculo o objetivo é outro, calcular as perdas de calor. Com as simplificações acima, essas perdas são consideradas instantâneas, ou seja, a carga térmica é independente de acúmulo temporal. Essa abordagem simplificada é justificada, pois avaliamos as condições mais desfavoráveis para o aquecimento.

### 2.3.1 Perdas de calor de superfícies exteriores acima do chão

Todas as superfícies exteriores expostas às condições externas são tratadas da mesma forma:

$$q = AU\Delta t \quad (19)$$

O cálculo da perda de calor para cada superfície ( $q$ ), em Watts, é simplesmente uma aplicação da equação (19), onde  $\Delta t$  é a diferença entre as temperaturas externa e interna à construção, em K. Portanto, os dados usados no cálculo, assim como os resultados, são apresentados na Tabela 20, onde a primeira linha é relativa à parede 1 e assim por diante, com a última linha sendo os dados relativos ao teto.

Antes de qualquer cálculo, deve-se apresentar a diferença de temperatura  $\Delta t$  em questão. A temperatura interna ao galpão, que se deve manter constante, é de 33°C (como visto na seção 2.1.2.2), já a temperatura externa adotada é de 0 °C (seção 2.1.1). Desta forma, o  $\Delta t$  que deve ser utilizado nos cálculos é igual a 33 K.

*Tabela 20: Perdas de calor para cada superfície.*

A (m <sup>2</sup> )	U (W/m <sup>2</sup> K)	q (W)
312,50	0,406	4187,00
312,50	0,406	4187,00
30,00	0,406	401,90
30,00	0,406	401,90
1275,00	0,393	16.535,00

A perda de calor total devido a todas as superfícies exteriores, desse modo, é a soma de cada uma das perdas, sendo igual a  $q_{ext} = 25,71 \text{ kW}$ .

### 2.3.2 Perda de calor pelo chão

Nesta abordagem, a perda de calor devido ao chão,  $q_{ch\tilde{a}o}$ , é proporcional ao seu perímetro  $p$  e pode ser estimada da seguinte forma:

$$q_{ch\tilde{a}o} = pF_p\Delta t \quad (20)$$

O perímetro do galpão, como se pode concluir pelas dimensões do galpão explicitadas na seção 2.1.2, é de 270 metros. Já em relação ao coeficiente de perda  $F_p$ , o seu valor foi obtido a partir da tabela 24 do capítulo 18 do *Fundamentals*, ASHRAE (2009) e é igual a  $1,17 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ . Substituindo os valores na equação (20), tem-se que  $q_{ch\tilde{a}o} = 10425 \text{ W}$ .

### 2.3.3 Carga térmica total

A carga térmica total de aquecimento, assim sendo, é a soma de todas as parcelas da perda de calor. Esse fato ocorre, pois, nesse caso, não há uma dependência temporal com relação à transformação da perda de calor em carga térmica. A carga térmica total de aquecimento  $Q_a$ , dessa forma, é  $Q_a = q_{ext} + q_{ch\tilde{a}o} = 36,14 \text{ kW}$ .



### 3 SISTEMA DE AQUECIMENTO

Esse capítulo tem como principal objetivo projetar um sistema de aquecimento para o galpão, que seja capaz de fornecer a carga térmica estimada no capítulo anterior. Este consistirá basicamente de um conjunto de trocadores de calor cuja fonte de energia necessária para prover a carga térmica será fornecida a partir de uma caldeira.

#### 3.1 PROJETO DO SISTEMA

A análise efetuada na seção 1.2.3 explicita uma necessidade de desenvolvimento de um sistema que proporcione uniformidade de temperatura em todo o galpão e controle eficiente dessa variável. Com isso, o sistema de aquecimento proposto será baseado na passagem do ar externo ao galpão, que estará a uma temperatura inferior a desejada, por trocadores de calor através do sistema de ventilação. Esse processo desenvolverá um escoamento uniforme do ar aquecido no interior do aviário. O fluido que aquecerá o ar através do trocador será a água, por questões econômicas e de praticidade, que por sua vez será aquecida por uma caldeira, que utilizará biomassa para a combustão.

Nesse capítulo, primeiro será apresentado o projeto dos trocadores de calor para, em seguida, ser apresentado os cálculos relativos à caldeira. A análise térmica do galpão, entretanto, é necessária como ponto de partida. O escoamento de ar aquecido pelos trocadores irá perder energia ao longo do aviário, que deve ser igual à carga térmica calculada *a priori* no capítulo 2. Essa perda de calor para ambiente ocasionará em uma não uniformidade da temperatura, que pode ser manipulada de acordo com a vazão mássica imposta pelo sistema de ventilação.

Como é conhecida a temperatura interna desejada, que nesse caso é de 33 °C, deve-se estipular um limitante superior e um inferior aceitáveis para essa variável, que representarão o gradiente de temperatura imposto ao galpão. No presente texto será aceito uma variação de  $\pm 2,5$  °C a partir da temperatura desejada para as regiões de entrada e saída, respectivamente. Aplicando, dessa forma, a primeira lei da termodinâmica a um volume de controle estacionário localizado no interior do aviário e admitindo a hipótese de regime permanente, é possível calcular a vazão mássica necessária a ser imposta da seguinte forma:

$$\dot{q} = c_p \dot{m} \Delta t \quad (21)$$

Onde, o calor trocado será a carga térmica de aquecimento  $Q_a = 36,14 \text{ kW}$ , a variação de temperatura será a diferença entre a temperatura na entrada  $t_e = 35,5 \text{ °C}$  e a temperatura na saída  $t_s = 30,5 \text{ °C}$  e, por fim, a propriedade do ar será avaliada com base na temperatura média. Dessa forma, a vazão em resultante é de  $\dot{m} = 7,18 \text{ kg/s}$ . É importante ressaltar que esse valor de  $\dot{m}$  se aproxima do limitante inferior para a vazão dentro do galpão explicitado na seção 2.1.4, pois  $\dot{V}$  nesse caso é igual a  $6,3 \text{ m}^3/\text{s}$ .

### 3.1.1 Sistema de trocadores de calor

O aquecimento do ar externo que entra ao galpão será realizado por um conjunto de trocadores de calor que serão posicionados em paralelo, para que a troca de calor seja feita de forma eficiente em resposta a grande vazão mássica imposta ao sistema. Assim, há a necessidade de especificar o tipo de trocador de calor.

Água será escolhida como fluido quente no presente texto, conforme mencionado anteriormente. Segundo Thulukkanam (2013), a maioria dos trocadores de calor gás-líquido são do tipo tubulares aletados com o líquido escoando no interior da tubulação. A necessidade de aletas no lado do gás é devido ao fato de que o coeficiente de transferência de calor para os gases é geralmente uma ou duas ordens de grandeza menor do que para a água, necessitando, assim, um incremento significativo de área no lado em questão. Portanto, o tipo de trocador usado será o tubular aletado com a água escoando pela tubulação e o ar pelo casco. A geometria desse tipo de trocador, segundo uma configuração escalonada, e das aletas são representadas nas Figuras 25 e 26.

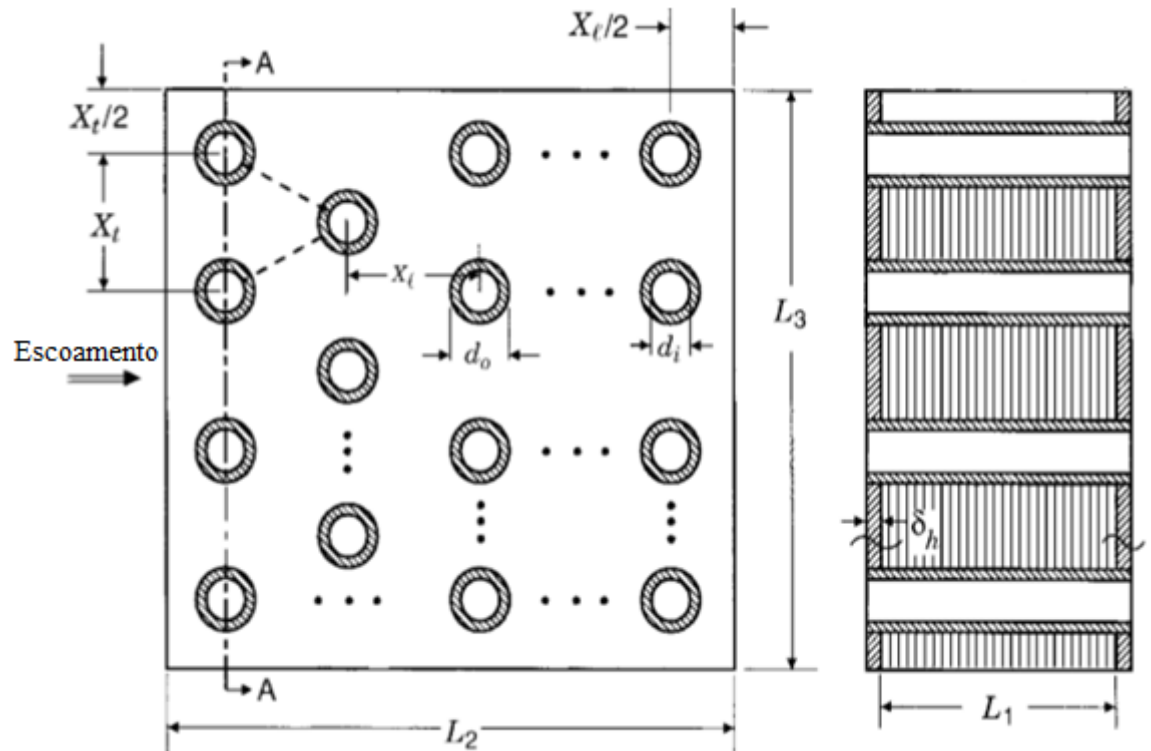


Figura 25: Geometria de trocador tubular aletado com aletas planas. Shah e Sekulic (2002).

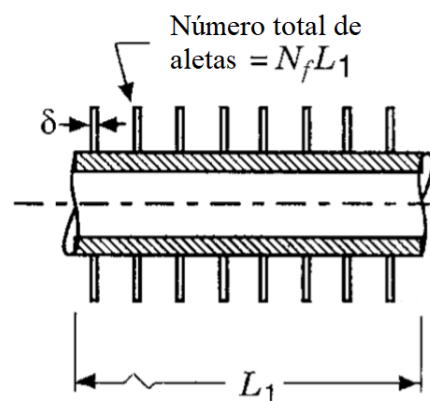


Figura 26: Visualização esquemática do conjunto tubo-aletas. Shah e Sekulic (2002).

O padrão geométrico das aletas planas foi baseado em um catálogo de trocadores de calor do grupo *Dolphins Radiators & Cooling Systems LTD* (Dolphin, 2018) e, dessa forma, as dimensões das aletas e do trocador são apresentadas na Tabela 21, conforme parâmetros indicados nas Figuras 25 e 26.

Tabela 21: Dados geométricos do trocador e das aletas.

$X_l$ (mm)	$X_t$ (mm)	$d_0$ (mm)	$d_i$ (mm)	$L_1$ (m)	$L_2$ (m)	$L_3$ (m)	$\delta$ (mm)	$N_f$ (1/m)
22,00	25,40	9,50	9,20	1,76	0,35	1,41	0,10	669,00

Para iniciar o projeto do trocador, devem-se saber as temperaturas de entrada e saída de ambos os fluidos, assim como ambas as vazões mássicas. *A priori* é conhecida a temperatura de entrada do fluido frio (ar) no trocador,  $t_{f,e} = 0^\circ\text{C}$ , a temperatura de saída do mesmo fluido,  $t_{f,s} = 35,5^\circ\text{C}$  e a vazão mássica de ar  $\dot{m}_f = 3,59 \text{ kg/s}$ . Foi assumido que o sistema de trocadores de calor é composto por dois trocadores em paralelo, fato que explica a vazão de ar passando por cada trocador ser  $\dot{m}_f = \dot{m}/2$ .

O método  $\varepsilon$ -NTU é o escolhido para o estudo do projeto. Portanto, é possível calcular as temperaturas da água, fluido quente, da seguinte forma:

$$t_{q,i} = t_{f,i} + \frac{(t_{f,s} - t_{f,i})}{\varepsilon} \quad (22)$$

$$t_{q,s} = t_{q,i} - \varepsilon \frac{C_{min}}{C_{max}} (t_{q,i} - t_{f,i}) \quad (23)$$

É importante salientar que o cálculo de um projeto de trocador é intrinsecamente iterativo, pois não se sabe *a priori* a efetividade  $\varepsilon$  do equipamento nem o valor  $\frac{C_{min}}{C_{max}} (C^*)$ . Segundo Shah e Sekulic (2003), para esse tipo de trocador, a efetividade é de aproximadamente 0,80, portanto, esse valor foi utilizado inicialmente. Com o cálculo das temperaturas é possível estimar as propriedades dos fluidos a partir das temperaturas médias.

Posto isso, o cálculo será dividido para o lado do ar, onde se quer estimar o coeficiente de transferência de calor  $\bar{h}_{ar}$  e a eficiência global do conjunto de aletas  $\eta_0$ , e para o lado da água onde se quer estimar o  $\bar{h}_{\text{água}}$ .

- Lado do ar

Abaixo são apresentadas as equações que caracterizam o padrão geométrico do lado do trocador em que ocorre o escoamento do ar. Segundo Shah e Sekulic (2002), esse padrão é caracterizado pelas seguintes variáveis: número de tubos  $N_t$ , área primária  $A_p$ , área das aletas  $A_f$ , área de escoamento livre  $A_0$ , passo entre aletas  $p_f$  e o diâmetro hidráulico  $D_h$ . A partir dessas variáveis é possível calcular a velocidade mássica  $G$  e o número de Reynolds  $Re_{D_h}$  baseado no diâmetro hidráulico. Portanto:

$$N_t = \frac{L_3 \left( \frac{L_2}{X_l} \right) + 1}{2X_t} + \left( \frac{L_3}{X_t - 1} \right) \left( \frac{\frac{L_2}{X_l} - 1}{2} \right) \quad (24)$$

$$A_p = \pi d_0 (L_1 - \delta N_f L_1) + 2 \left( L_2 L_3 - \frac{\pi N_t d_o^2}{4} \right) \quad (25)$$

$$A_f = 2L_1 N_f \left( L_2 N_f - \frac{\pi N_t d_o^2}{4} \right) + 2L_1 L_3 \delta N_f \quad (26)$$

$$A_0 = \left\{ \frac{L_3 [(X_l - d_0) - (X_l - d_0) \delta N_f]}{X_t - 1} + (X_t - d_0) - (X_t - d_0) \delta N_f \right\} L_1 \quad (27)$$

$$p_f = \frac{L_1 - \delta N_f L_1}{N_f L_1 + 1} \quad (28)$$

$$D_h = \frac{4L_1 A_0}{A} \quad (29)$$

$$G = \frac{\dot{m}_{ar}}{A_0} \quad (30)$$

$$d_c = d_0 + 2\delta \quad (31)$$

$$Re_{dc} = \frac{G d_c}{\mu_{ar}} \quad (32)$$

Tanto o cálculo do fator de fricção  $f_{ar}$ , quanto do coeficiente de transferência de calor  $\bar{h}_{ar}$ , baseado no fator de Colburn  $j$ , respalda-se nas equações apresentadas por Shah e Sekulic (2002), discriminadas abaixo:

$$j = Re_{dc}^{c_3} N_r^{c_4} \left(\frac{p_f}{d_c}\right)^{c_5} \left(\frac{p_f}{D_h}\right)^{c_6} \left(\frac{p_f}{X_t}\right)^{-0,93} \quad (33)$$

$$\bar{h}_{ar} = \frac{j G c_{p,ar}}{Pr^{2/3}} \quad (34)$$

$$f_{ar} = 0,0267 Re_{dc}^{c_7} \left(\frac{X_t}{X_l}\right)^{c_8} \left(\frac{p_f}{d_c}\right)^{c_9} \quad (35)$$

Onde,

$$c_1 = 1,9 - 0,23 \ln Re_{dc} \quad (36)$$

$$c_2 = -0,236 + 0,126 \ln Re_{dc} \quad (37)$$

$$c_3 = -0,361 - \frac{0,042 N_r}{\ln Re_{dc}} + 0,158 \ln \left[ N_r \left(\frac{p_f}{d_c}\right)^{0,41} \right] \quad (38)$$

$$c_4 = -1,224 - \frac{0,076 \left(\frac{X_l}{D_h}\right)^{1,42}}{\ln Re_{dc}} \quad (39)$$

$$c_5 = -0,083 + \frac{0,058 N_r}{\ln Re_{dc}} \quad (40)$$

$$c_6 = -5,735 + 1,21 \ln \frac{Re_{dc}}{N_r} \quad (41)$$

$$c_7 = -0,764 + 0,739 \left( \frac{X_t}{X_l} \right) + 0,177 \left( \frac{p_f}{d_c} \right) - \frac{0,00758}{N_r} \quad (42)$$

$$c_8 = -15,689 + \frac{64,021}{\ln Re_{dc}} \quad (43)$$

$$c_9 = 1,696 - \frac{15,695}{\ln Re_{dc}} \quad (44)$$

O lado do trocador que ocorre o escoamento do ar é caracterizado pela presença de um conjunto de aletas planas. É necessário, portanto, obter correlações que levem ao cálculo da eficiência da aleta  $\eta_f$ , para que se possa calcular a eficiência global  $\eta_0$  do conjunto. A equação para a eficiência de uma aleta plana, em um conjunto de tubos escalonados é apresentado por Schmidt (2012) da seguinte forma:

$$\eta_f = \frac{\tanh X}{X} \quad (45)$$

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_f) \frac{A_f}{A} \quad (46)$$

Onde,

$$X = \varphi \frac{d_0}{2} \sqrt{\frac{2 \bar{h}_{ar}}{\delta k_{aleta}}} \quad (47)$$

$$\varphi = (\varphi' - 1)(1 + 0,35 \ln \varphi') \quad (48)$$

$$\varphi' = 1,27 \frac{X_t}{d_0} \sqrt{\frac{l_f}{X_t} - 0,3} \text{ com } l_f = \sqrt{X_l^2 + \frac{X_t^2}{4}} \quad (49)$$

- Lado da água

Para o lado do trocador em que a água escoar, o cálculo é semelhante e depende basicamente dos mesmos parâmetros. Algumas correlações usadas, entretanto, mudam e são apresentadas abaixo:

$$A = \pi d_i L_1 N_t \quad (50)$$

$$A_0 = \frac{\pi d_i^2 N_t}{4} \quad (51)$$

$$Re_{di} = \frac{G d_i}{\mu_{\text{água}}} \quad (52)$$

Tanto o cálculo do fator de fricção  $f_{\text{água}}$ , quanto do coeficiente de transferência de calor  $\bar{h}_{\text{água}}$ , é baseado no número de Nusselt,  $Nu$ . Lienhard (2013) apresentam as seguintes relações para esses parâmetros:

$$f_{\text{água}} = \frac{1}{(1,82 \log_{10} Re_{di} - 1,64)^2} \quad (53)$$

$$Nu_{di} = 4,364 \quad (54)$$

$$\bar{h}_{\text{água}} = \frac{Nu_{di} k_{\text{água}}}{d_i} \quad (55)$$

A partir dessas equações é possível calcular as variáveis que caracterizam os trocadores de calor. O número de unidades transferidas (NTU) é a principal delas, pois



permite estimar a eficácia do equipamento  $\varepsilon$  (pela Figura 27) e, com isso, a taxa de transferência de calor,  $\dot{Q}$ . O NTU é definido através da seguinte relação:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (56)$$

Onde:

$$UA = \left( \frac{1}{h_{ar}\eta_0 A} + \frac{1}{h_{\acute{a}gua} A} + \frac{\ln(d_0/d_i)}{2\pi L_1(1 - N_f\delta)k_{aleta}N_t} + \frac{1}{h_{ar}\eta_0 A_f} \right) \quad (57)$$

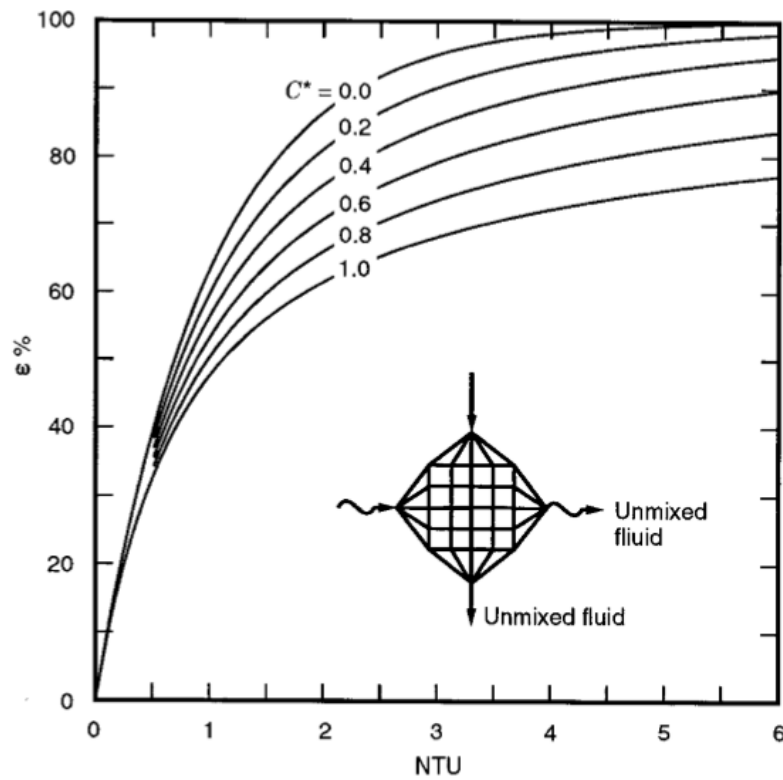


Figura 27: Eficácia de um trocador em contra corrente como função de NTU e  $C^*$ . Lienhard (2013).

Com a estimativa de  $\varepsilon$  é possível calcular  $\dot{Q}$  da seguinte forma:

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{min}(t_{q,i} - t_{f,i}) \quad (58)$$

Para finalizar o projeto do trocador, é necessário estimar as quedas de pressão para cada lado do trocador,  $\Delta P_{ar}$  e  $\Delta P_{\acute{a}gua}$ .

$$\Delta P_{ar} = \frac{4f_{ar}L_2G^2}{2d_h\rho_{ar}} \quad (59)$$

$$\Delta P_{\acute{a}gua} = \frac{4f_{\acute{a}gua}L_1G^2}{2d_h\rho_{\acute{a}gua}} \quad (60)$$

Os resultados para todas as variáveis relevantes do projeto são apresentados abaixo, onde  $R_{conv}$  e  $R_{conv}$  são, respectivamente, as resistências de convecção e condução do sistema que foram usadas para o cálculo de UA:

- Lado ar

Tabela 22: Variáveis relativas ao lado do escoamento de ar do trocador.

<b>G</b> (kg/m <sup>2</sup> s)	<b>Re</b> (-)	<b>j</b> (-)	$\bar{h}_{ar}$ (W/m <sup>2</sup> K)	$f_{ar}$ (-)	$R_{conv}$ (K/W)	$\eta_0$ (-)	$R_{conv}$ (K/W)
2,48	1.345,52	0,03	84,26	0,06	1,53E-05	0,76	1,53E-05

- Lado água

Tabela 23: Variáveis relativas ao lado do escoamento de água do trocador.

<b>G</b> (kg/m <sup>2</sup> s)	<b>Re</b> (-)	<b>Nu</b> (-)	$\bar{h}_{\acute{a}gua}$ (W/m <sup>2</sup> K)	$f_{\acute{a}gua}$ (-)	$R_{conv}$ (K/W)
49,45	657,73	4,36	296,14	0,08	7,59E-05

- Dados globais

Tabela 24: Variáveis globais do trocador de calor.

<b>UA</b> <b>(K/W)</b>	<b>NTU</b> <b>(-)</b>	<b><math>\epsilon</math></b> <b>(-)</b>	<b><math>\dot{Q}</math></b> <b>(W)</b>	<b><math>\Delta P_{ar}</math></b> <b>(Pa)</b>	<b><math>\Delta P_{\acute{a}gua}</math></b> <b>(Pa)</b>
9.386,01	2,59	0,84	128.173,96	20,93	77,16

### 3.1.2 Caldeira

O aquecimento da água que entra no conjunto de trocadores de calor será feito por uma caldeira. Dessa forma, haverá um sistema auxiliar que será responsável pelo aquecimento do fluido quente que passa pelos trocadores. Esse sistema consistirá no fornecimento de energia pela caldeira, através da queima de combustível, a uma tubulação, que transportará o fluido ao trocador de calor.

Existem diversos tipos de combustíveis que podem ser utilizados em uma caldeira. Esses podem ser sólidos, líquidos e gasosos, em diferentes formas comerciais. Entretanto, conforme foi discutido no início do presente texto, a opção será pela biomassa. Esta fonte é a terceira mais utilizada no Brasil e representa cerca de 9% da eletricidade consumida no País (Borges, 2017).

O desenvolvimento sustentável e ecologicamente correto é uma preocupação mundial. A União Europeia, por exemplo, se comprometeu em 1997 a aumentar a utilização da biomassa para 50% das fontes de energia renováveis (Dias, 2002). Nesse sentido, o Brasil como sendo um País que apresenta significativa participação da biomassa em sua matriz energética, deve sempre buscar utilizar essa fonte como forma de geração de energia. Contudo, Dias (2002) indica que grande parte dessa fonte é utilizada de forma simples, poluente e ineficaz do ponto de vista energético, principalmente em países em desenvolvimento. Dessa forma, constantes estudos devem ser feitos para que esses obstáculos possam ser superados.

A biomassa é todo recurso renovável, oriundo de matéria orgânica, que possa ser utilizado para produção de energia. Dias (2002) realizou um extenso trabalho sobre utilização de biomassa em caldeiras domésticas. Em sua dissertação, o autor apresenta as vantagens de se utilizar a biomassa densificada, na forma de *pellets*, para este tipo de aplicação, tais como:

combustão mais uniforme; redução da emissão de partículas; melhoria das condições de armazenamento, transporte e alimentação.

A caldeira utilizada no presente texto, para o dimensionamento do sistema de aquecimento, portanto, será da marca ECOFOREST modelo ECOAGUA. Segundo o fabricante, este equipamento foi desenvolvido para operar com *pellets* e recomenda-se que estes tenham origem a partir de resíduos de serrações (Dias, 2002). Dessa forma, estas especificações serão adotadas.

O dimensionamento da caldeira é delimitado por determinar se o equipamento escolhido é capaz de transferir a quantidade de energia necessária, através da queima do combustível utilizado, ao fluido, nas condições desejadas. A potência requerida da caldeira  $\dot{Q}_n$ , que deve ser transferida ao fluido para que a sua temperatura seja acrescida conforme necessário é estimado a partir da primeira lei da termodinâmica para volume de controle, conforme a seguinte relação:

$$\dot{Q}_n = \dot{m}c_p(T_s - T_e) \quad (61)$$

A potência fornecida pela caldeira não representa a gerada por esse equipamento, pois a eficiência do processo que deve ser levada em consideração. Dias (2002) realizou uma série de experimentos com o modelo de caldeira adotado no presente texto, em circunstâncias semelhantes e concluiu que sua eficiência,  $\eta_c$ , é de aproximadamente 80%. Dessa forma, a potência que deve ser gerada,  $\dot{Q}_g$ , na caldeira para atender a transferência de calor necessária é de  $\dot{Q}_g = \dot{Q}_n/\eta_c$ .

Para que o dimensionamento seja concluído é necessário saber se a caldeira escolhida é capaz de atender as necessidades do problema. Essa verificação é possível, averiguando se o equipamento consegue fornecer a quantidade de combustível necessário,  $\dot{m}_{pellets} = \dot{Q}_g/PCI$ , para gerar a potência  $\dot{Q}_g$ , onde PCI representa o poder calorífico inferior do combustível em questão. A Tabela 25 apresenta as condições de contorno para o problema e os resultados dos cálculos descritos nessa seção.

Tabela 25: Dados relativos ao dimensionamento da caldeira.

$T_s$ (°C)	$T_e$ (°C)	$\dot{m}$ (kg/s)	$\dot{Q}_n$ (kW)	$\dot{Q}_g$ (kW)	$\dot{m}_{pallets}$ (kg/h)	PCI (kJ/kg)
31,6	42,2	2,88	127,5	159,4	34,0	16.857,0

É importante ressaltar dois aspectos deste dimensionamento. O primeiro é que, como serão adotados dois trocadores de calor no sistema de aquecimento do galpão, serão utilizadas duas caldeiras, uma para cada trocador, para o aquecimento do fluido quente. O segundo aspecto, é que foi considerada no dimensionamento, apenas a fase de regime do sistema, ou seja,  $T_s$  representa a temperatura de saída do fluido quente do trocador de calor e  $T_e$  a sua temperatura de entrada. Portanto, pode-se concluir que a caldeira selecionada atende os requisitos do problema, já que conforme apresentado por Dias (2002), sua capacidade é de 60 kg de *pellets*.

### 3.1.3 Análise econômica do sistema

Para finalizar o dimensionamento do sistema é importante fazer uma análise de sua viabilidade econômica. Essa análise será feita através da comparação entre os custos necessários para a implementação de um sistema tradicional de aquecimento de aviário, a campânulas a gás, e o sistema proposto no presente texto.

A análise de custos dos sistemas a serem comparados será baseada na aquisição dos principais equipamentos e no consumo de combustível. O sistema tradicional comumente usado para aquecimento de aviários é o de campânulas a gás, o qual é composto pelas campânulas e por botijões de GLP para a queima. Portanto, a conta que deve ser feita para custear tal sistema é a de quantas campânulas devem ser utilizadas para prover o aquecimento à população de frangos existente no galpão e o consumo de GLP correspondente. A tabela abaixo apresenta o custo unitário das campânulas, assim como seus dados relevantes (Marchetti, 2018).

Tabela 26: Custo unitário de uma campânula a gás.

Fornecedor	Modelo	Capacidade	Preço por unidade
Alke	AP2	1.200 frangos	R\$ 890,00

A partir da análise da tabela, percebe-se que para atender a população de frangos de corte adotada no presente texto, 17.500 frangos, seriam necessárias 15 campânulas. Em relação ao consumo de GLP, Biodieselbr (2006) cita que o consumo médio de gás usado em campânulas para o aquecimento de um aviário com uma população de 16.000 frangos, no inverno na região sul corresponde, aproximadamente, a 42 botijões por lote de frangos. Vale ressaltar que o preço do reabastecimento de GLP em um botijão é de aproximadamente R\$ 70,00 (Dutra, 2018).

Já em relação ao sistema proposto no presente texto, duas caldeiras (Recuperadores de calor, 2018) são necessárias, assim como dois trocadores de calor (Hydronic, 2018) funcionando a uma vazão de 6.225,5 cfm. O consumo de combustível do sistema foi apresentado na Tabela 25, com um valor de 34 kg/h de *pellets* por caldeira. A tabela abaixo apresenta o custo dos equipamentos, assim como do combustível em questão (EIA, 2018). Vale ressaltar que em relação ao trocador de calor, não foi possível encontrar um em semelhantes dimensões para ser custeado, portanto o preço foi baseado no valor de dois trocadores de calor que funcionam a vazão de 3.300 cfm.

Tabela 27: Análise de preço do sistema de aquecimento proposto.

-	Modelo	Custo unitário
<b>Caldeira</b>	ECOFORST	R\$ 4.276,10
<b>Trocador de calor</b>	Hydronic	R\$ 1.934,64
<b>Pellets</b>	-	R\$ 0,13/kg

Para fazer a comparação de custos entre os sistemas, será levado em consideração o investimento inicial necessário, compra de equipamentos, e o consumo de combustível por hora de funcionamento do sistema, para tal será considerado que o aquecimento é fornecido durante as vinte e quatro horas do dia por todos os dias do lote, cerca de 21 dias. A tabela abaixo apresenta a análise comparativa de preços entre os sistemas.

Tabela 28: Comparação econômica entre sistema tradicional de aquecimento contra o sistema proposto.

-	Total em equipamentos	Combustível
<b>Sistema de campânula</b>	R\$ 13.350,00	R\$ 5,83/h
<b>Sistema proposto</b>	R\$ 12.421,48	R\$ 8,84/h

Vale ressaltar que análise econômica comparativa feita no presente texto é superficial e serve apenas de para demonstrar a viabilidade econômica do projeto. A mão de obra necessária para implementar os sistemas não foi levada em consideração, pois é de difícil estimativa, entretanto é de se imaginar que o sistema proposto tenha um custo mais elevado nesse quesito. A própria estimativa de preço de equipamentos também é difícil, como no caso dos trocadores, pois a aplicação é muito específica. Vale ainda mencionar que a o consumo de combustível no caso do sistema proposto leva em consideração o caso mais extremo de estresse térmico e que tal caso se repita todos os dias durante o lote.

A análise econômica comparativa entre os sistemas revelou que o sistema proposto, dentro das circunstâncias abordadas, seria mais caro de ser implementado, entretanto seus benefícios à produção superam tal desvantagem. Além das questões econômicas que foram recorrentemente citadas no presente texto, o controle preciso e a uniformização da temperatura, aliados com a renovação constante de ar são os principais fatores a serem levados em conta. Manter o plantel de frangos de corte dentro da zona de conforto térmico ao longo de todo o ciclo produtivo e poder proporcionar uma atmosfera com número reduzido de agentes poluentes faz com que os animais cheguem ao peso necessário para o abate mais cedo, gerando um maior lucro para o produtor, além de evitar a morte prematura de frangos devido às questões térmicas. Esses fatores também tendem a melhorar a qualidade do produto final, pois o animal não precisa efetuar muito esforço para sobreviver.

## 4 SISTEMA DE RESFRIAMENTO

De forma semelhante ao capítulo anterior, essa seção tem como principal objetivo projetar um sistema de resfriamento para o galpão, que seja capaz de retirar a carga térmica estimada no capítulo 3. O processo de resfriamento do galpão consistirá na passagem do ar externo por um sistema de resfriamento evaporativo.

### 4.1 PROJETO DO SISTEMA

Conforme explicitado na seção 1.2.4, o sistema *Pad cooling* é a forma de arrefecimento normalmente usado em aviários. O sistema de resfriamento, portanto, será baseado na passagem do ar externo ao galpão, por dois painéis de resfriamento evaporativo, localizados nas paredes laterais. De forma semelhante ao sistema de aquecimento, a vazão de ar será controlada por um conjunto de exaustores, com o objetivo de criar um escoamento uniforme de ar resfriado e controlar a variação de temperatura no interior do aviário. A Figura 28 representa o processo psicrométrico básico.

Antes de iniciar o projeto de um sistema de resfriamento evaporativo, é importante analisar a sua viabilidade. O potencial de resfriamento da placa evaporativa depende da condição climática externa ao galpão. Conforme foi explicitado na seção 3.1.1, a temperatura externa,  $t_{ext}$ , adotada para o projeto é de 34 °C e a umidade relativa é de 25%. Portanto, através de uma carta psicrométrica (Figura 28), é possível determinar a temperatura mínima em que o ar externo, nas condições citadas, pode alcançar por um processo de resfriamento evaporativo, a temperatura de bulbo úmido  $t^*$ .



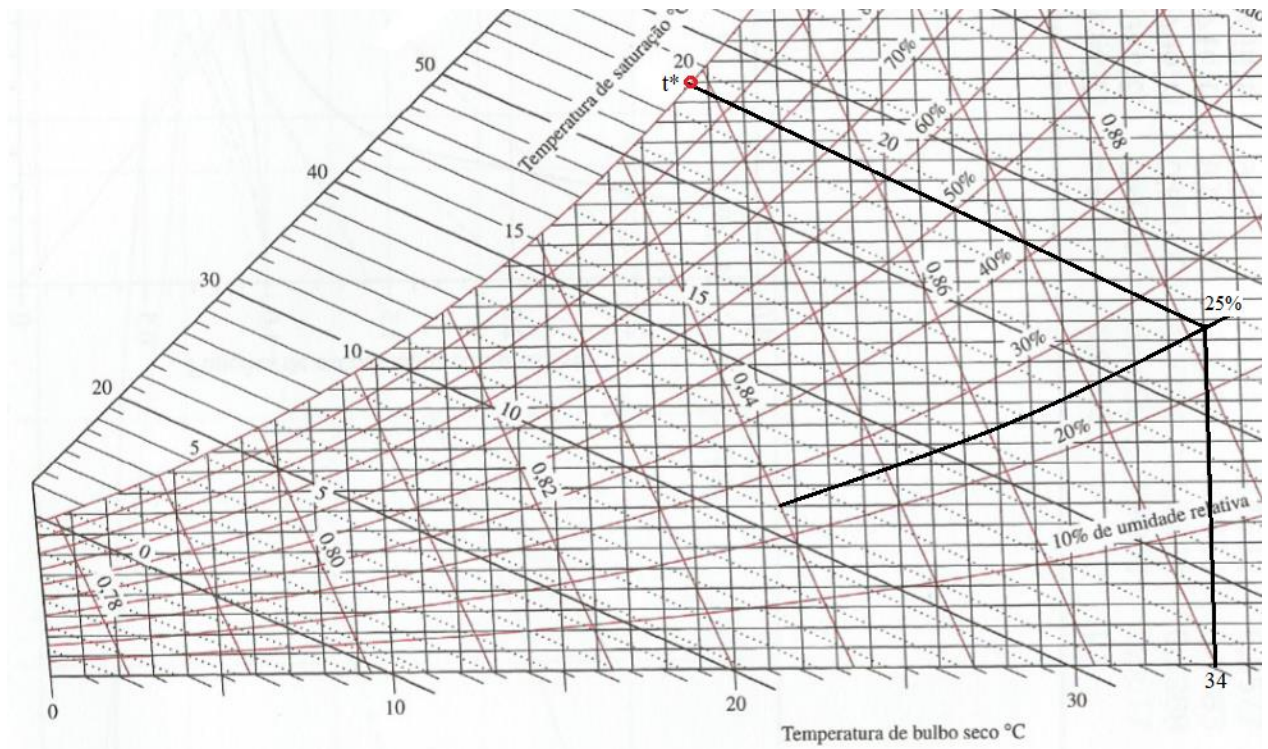


Figura 28: Carta psicrométrica para temperaturas normais ao nível do mar. Standard. (1992).

Através da análise da Figura 28, determina-se a temperatura mínima possível  $t^* = 19,55\text{ °C}$  para entrada a  $34\text{ °C}$  e umidade relativa de 25%, indicando assim viabilidade da proposta. O ar externo ao passar pela placa evaporativa, entretanto, não é resfriado até sua temperatura de bulbo úmido. Conforme De Abreu *et al.* (1999), para fins práticos deve-se considerar 80% do potencial de redução de temperatura encontrado, ou seja, a temperatura de entrada no galpão  $t_e = 22,44\text{ °C}$ .

Após a verificação da viabilidade do projeto, seu dimensionamento pode ser feito. A vazão mássica do sistema, as dimensões do painel evaporativo e a variação de temperatura no interior do galpão são os parâmetros que devem ser determinados. Com relação à vazão mássica, Brasil (2008) relata que, para um sistema resfriamento funcionando com uma ventilação tipo túnel, o ar deve se deslocar a uma velocidade de 2,5 metros por segundo, no sentido do comprimento do galpão. Esse valor de velocidade de escoamento gera uma vazão  $\dot{m} = 89,57\text{ kg/s}$ . Portanto, a partir da Equação (21) e do conhecimento da carga térmica de resfriamento,  $Q_r = 227,30\text{ kW}$ , é possível calcular a variação de temperatura no interior do galpão,  $\Delta t = 2,52\text{ K}$ . Vale ressaltar que o valor que a vazão mássica usada para esse sistema supera em mais de 10 vezes o valor usado para o sistema de aquecimento, respeitando, assim, o limite inferior apresentado na seção 2.1.4.

As dimensões do painel evaporativo são funções da vazão mássica do sistema. Como serão utilizados dois painéis, um em cada parede lateral, como representado na Figura 25, a vazão mássica que passará em cada painel é  $\dot{m}_p = \dot{m}/2 = 44,79 \text{ kg/s}$ . Baseando-se nesse valor é possível calcular a área necessária do painel a partir da definição de velocidade de escoamento. A velocidade escolhida será de 1,0 m/s, seguindo os requisitos propostos por Brasil (2008). Dessa forma, chega-se a uma área de painel necessária  $A_p = 38,38 \text{ m}^2$ . A altura da parede foi definida como sendo, 3 metros, portanto, o comprimento do painel será de 12,79 metros.

O último parâmetro que deve ser estimado, para completar o projeto do sistema do resfriamento, é a vazão mássica de água,  $\dot{m}_w$ , que deve ser distribuída na superfície superior do painel. Sua estimativa pode ser feita, através de uma conservação de massa de água, em um volume de controle definido no interior do painel, representada da seguinte forma:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_p(W_2 - W_1) \quad (62)$$

Onde  $W_2$  e  $W_1$  representam, respectivamente, a umidade absoluta do ar ao sair e ao entrar no painel. Seus valores podem ser estimados diretamente através de uma carta psicrométrica, já que o estado do ar nesses pontos é conhecido. Os valores de todos os parâmetros calculados nesse capítulo, assim como, o valor de  $\dot{m}_w$ , estão representados na tabela abaixo.

Tabela 29: Parâmetros referentes ao dimensionamento do painel evaporativo.

$t_{ext}$ (°C)	$t^*$ (°C)	$t_e$ (°C)	$\Delta t$ (K)	$\dot{m}_p$ (kg/s)	$A_p$ (m <sup>2</sup> )	$W_1$ (kg/kg)	$W_2$ (kg/kg)	$\dot{m}_w$ (kg/s)
34,00	19,55	22,44	2,52	44,79	38,38	0,0083	0,0137	0,22

## 5 CONCLUSÃO

O presente texto trata de um estudo teórico sobre o conforto térmico de uma granja, destinada à produção de frangos de corte. A pesquisa envolve o estudo da zona de conforto térmico do animal, assim como, as consequências que temperaturas desfavoráveis podem originar em seu desenvolvimento. Portanto, foi dimensionado um sistema de aquecimento e de arrefecimento para um aviário localizado no município de Cascavel, Paraná. Sistemas estes que tem como objetivo condicionar o microclima interno à zona de conforto, assegurando a viabilidade econômica e a sustentabilidade.

O presente estudo busca demonstrar a importância do tema frente à economia nacional. Em 2017, o Brasil foi responsável por 14,51% da produção mundial de carne de frango e por 35,63% das exportações mundiais no setor, segundo o relatório anual de 2018 da Associação Brasileira de Proteína Animal. Salienta-se que o Brasil apresenta vantagens, em relação aos demais países, tendo em vista que seu clima é predominantemente tropical e, dessa forma, detém limitadas flutuações de temperatura compatíveis com o conforto térmico dos seres vivos e extensos territórios disponíveis para exploração da agropecuária. É de suma importância, portanto, que novos estudos e tecnologias sejam desenvolvidos para manter a proeminência do País no cenário mundial.

Conforme mencionado, as tecnologias utilizadas para o condicionamento térmico em aviários brasileiros, não conseguem proporcionar o rendimento máximo da produção. A distribuição não uniforme de temperatura no interior do galpão e a incapacidade dos sistemas existentes em manter o microclima dentro da faixa de conforto térmico afetam economicamente os produtores. A má qualidade da carne do frango, a redução da eficiência de conversão de ração em massa viva e a morte de parte do plantel são os fatores principais para tal prejuízo econômico. Neste sentido, o presente estudo buscou dimensionar sistemas de condicionamento para solucionar as questões apontadas.

Entretanto, a procura por soluções não deve se basear exclusivamente em questões econômicas, mas também em questões sustentáveis. A presente tese enfatizou a necessidade de desenvolver soluções, para o problema proposto, que se preocupem com uma possível degradação ao meio ambiente e pela utilização excessiva de fontes de energia não renováveis. Para o sistema de aquecimento foi utilizada a biomassa como fonte de energia da caldeira. Esta fonte apresenta uma importante participação na matriz energética nacional, entretanto os

derivados do petróleo ainda são excessivamente usados como fonte de energia devido à grande oferta nacional, com consequente reduzido custo. Fato que gera problemas de poluição atmosférica e de uma possível ausência de recursos energéticos em longo prazo. Dessa forma, deve ser sempre enfatizado a necessidade da utilização de biomassa como fonte energética, por ser sustentável quando utilizada de forma correta, e de reduzido custo. Já para o sistema de resfriamento, utilizou-se um sistema simples baseado no resfriamento evaporativo, onde a bomba é o único equipamento que utiliza energia elétrica.

A busca pelo desenvolvimento de novas tecnologias de condicionamento térmico passa por uma metodologia precisa de cálculo para as cargas térmicas, que são essenciais para definição das condições de contorno para os projetos. Dessa forma, no presente texto foram apresentados dois métodos simples e precisos, um para o cálculo da carga térmica de resfriamento e um para o cálculo da carga térmica de aquecimento. Estes métodos levam em consideração as principais características dos fenômenos de transferência de calor específicos para cada caso.

A partir da estimativa da carga térmica de resfriamento, conclui-se que a carga térmica dominante corresponde ao calor metabólico do plantel, correspondendo a 96% do total. Enquanto que no caso de aquecimento, a carga térmica dominante é relacionada às perdas de calor pelas superfícies. Salienta-se ainda que a carga térmica de aquecimento corresponde a aproximadamente 16% da carga térmica de resfriamento.

Como resultado, o sistema de aquecimento é composto por caldeira comercial que, através de *pellets* de madeira aquece água como fluido intermediário, a qual transfere calor para a corrente de ar imposta por um conjunto de exaustores, através de trocadores de calor tubulares aletados em corrente cruzada. O sistema foi projetado de forma a proporcionar a passagem de uma corrente de ar externo ao galpão, com uma vazão  $\dot{V} = 6,3 \text{ m}^3/\text{s}$ , por dois trocadores de calor, elevando sua temperatura de  $0^\circ\text{C}$  até  $35,5^\circ\text{C}$ . Dessa forma, o escoamento de ar ao passar pelo galpão, perderia energia para meio externo no valor da carga térmica de aquecimento  $Q_a = 36,14 \text{ kW}$ , resultando em uma temperatura do ambiente interno ao final do galpão de  $30,5^\circ\text{C}$ . Já a caldeira era responsável em elevar a temperatura do fluido secundário de  $31,61^\circ\text{C}$  até  $42,20^\circ\text{C}$ , através da queima de *pellets* de madeira, segundo uma taxa de transferência de calor de  $159,40 \text{ kW}$ . O sistema de resfriamento por sua vez é baseado em resfriamento evaporativo mediante passagem de escoamento de ar em um painel evaporativo com as dimensões de 3 metros de altura por 12,70 metros de comprimento,

resultando em uma área de 38,38 m<sup>2</sup>. O conjunto de exaustores provoca a passagem do ar externo ao galpão pelo painel a uma velocidade de 1 m/s, resultando em uma queda de temperatura de 34 °C para 22,42 °C, considerando uma eficiência de 80% para o processo. Dessa forma, o escoamento de ar ao passar pelo galpão, perderia energia para meio externo no valor da carga térmica de aquecimento  $Q_r = 227,30 \text{ kW}$ , resultando em uma temperatura do ambiente interno ao final do galpão de 25 °C.

## 5.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Esta seção consiste na enumeração de recomendações para trabalhos futuros nesta linha de pesquisa. Conforme mencionado, o tema do presente texto necessita de constantes estudos para o desenvolvimento tecnológico da área. As recomendações serão expostas a seguir:

- Realização de estudos referentes à viabilidade econômica, dos diferentes sistemas de condicionamento térmico para aviários. Ressalta-se que, a implementação de sistemas simples e baratos, tanto de instalação, quanto de manutenção, são essenciais para a garantia de lucratividade do produtor rural.
- Avaliação de sistemas de condicionamento completo do ar interno ao galpão. No presente texto, apenas a temperatura foi analisada, entretanto o bem-estar do animal depende, também, do controle da umidade relativa e do nível de gases tóxicos, que está relacionado com a taxa de renovação de ar.
- Análise do uso de energia solar para o aquecimento da água de entrada do trocador de calor, utilizado no sistema de aquecimento. O Brasil é um País que desfruta de grande quantidade de radiação solar, em todo seu território, ao longo de todo o ano. Por exemplo, em comparação com a Alemanha que gera a maior quantidade de energia solar *per capita* do mundo (Stefanello *et al.*, 2018) apresenta irradiação média anual de 1.300,0 kWh/m<sup>2</sup>, enquanto que a região menos ensolarada do Brasil apresenta índices solares em torno de 1.642,0 kWh/m<sup>2</sup> (Salomoni e Rüther, 2007). Dessa forma, deve-se buscar cada vez mais utilizar no Brasil o recurso da energia solar. Um sistema que é a princípio economicamente viável seria a utilização de mangueiras distribuídas

ao longo do teto do galpão para aquecer a água que abastece o conjunto de trocadores.

- Avaliação de um sistema de automação para o presente projeto. As condições climáticas externas adversas variam constantemente, tanto ao passar do dia, quanto ao longo do dia. Dessa forma, os sistemas de condicionamento térmico do ar devem ser auto ajustáveis, de acordo com a carga térmica instantânea. É claro que o ajuste pode ser feito de forma manual, entretanto esse método além de ser mais demorado e, conseqüentemente, mais desconfortável para o animal, é mais caro em longo prazo, pois envolve a participação de pessoas para se efetuar o ajuste.

## 6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABREU, P. G. **Sistema de aquecimento em piso, com resistência elétrica, para criação de aves**. 1994. 78 f. 1994. Tese de Doutorado. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola)-Universidade Federal de Viçosa, Viçosa-MG. 1994.

ABREU, Valéria Maria Nascimento; ABREU, Paulo Giovanni de. Os desafios da ambiência sobre os sistemas de aves no Brasil. **Revista Brasileira de Zootecnia**, v. 40, n. 256, p. 1-14, 2011.

ANUAL, ABPA Relatório. Associação Brasileira de Proteína Animal, 2018.

ANTONIO, Geovane; DA SILVA, Claudinei Mesquita; DE PEDER, Leyde Daiane. Influência das alterações climáticas nos casos de dengue nos anos de 2007 A 2011 no município de Cascavel-PR. **SaBios-Revista de Saúde e Biologia**, v. 10, n. 1, p. 06-14, 2015.

ASHRAE, Handbook-Fundamentals; ATLANTA, Ga. American Society of Heating. **Refrigerating and Air-Conditioning Engineers**, 2009.

BAÊTA, F. da C.; SOUZA, C. de F. Ambiência em edificações rurais e conforto térmico. **Viçosa: UFV**, v. 246, 1997.

BAÊTA, Fernando da Costa; SOUZA, C. F. Sistema de ventilação natural e artificial na criação de aves. **Simpósio Internacional Sobre Ambiência e Sistema de Produção Avícolas, Concórdia: Embrapa, Anais**, p. 96-117, 1998.

BAZIZ, Hacina Ain et al. Chronic heat exposure enhances fat deposition and modifies muscle and fat partition in broiler carcasses. **Poultry Science**, v. 75, n. 4, p. 505-513, 1996.

BORGES, Leonardo. Biomassa, a 3ª fonte de energia mais usada no Brasil. Disponível em: <<http://autossustentavel.com/2017/07/biomassa.html>>. Acesso em: 12 de novembro de 2018.

BRASIL, COBB-VANTRESS. Manual de manejo de frangos de corte. **Guapiaçu: Cobb Vantress**, p. 1-15, 2008.

BRISA. Como funciona. Disponível em: <<http://www.natuebrisa.com.br/como-funciona>>. Acesso em: 09 de dezembro de 2018.

- BIODIESELBR. Biogás – Geração de energia elétrica. Disponível em: <<https://www.biodieselbr.com/energia/biogas/energia-eletrica-biogas.htm>>. Acesso em: 06 de novembro de 2018.
- CHARLES, D. R.; GROOM, C. M.; BRAY, T. S. The effects of temperature on broilers: interactions between temperature and feeding regime. **British Poultry Science**, v. 22, n. 6, p. 475-481, 1981.
- CHENG, Thim K.; HAMRE, Melvin L.; COON, Craig N. Effect of environmental temperature, dietary protein, and energy levels on broiler performance. **Journal of Applied Poultry Research**, v. 6, n. 1, p. 1-17, 1997.
- COBB, C. O. B. B. 500 Suplemento de Crescimento e Nutrição para Frangos de Corte. **São Paulo: Cobb-Vantress Brasil**, 2008.
- CURTIS, Stanley E. et al. **Environmental management in animal agriculture**. Iowa State University Press, 1983.
- DE ABREU, Paulo Giovanni; ABREU, Valéria Maria Nascimento; MAZZUCO, Helenice. Uso do resfriamento evaporativo (adiabático) na criação de frangos de corte. **Embrapa Suínos e Aves-Documentos (INFOTECA-E)**, 1999.
- DE ABREU, Paulo Giovanni. Manejo de aviários abertos. In: **Embrapa Suínos e Aves- Artigo em anais de congresso (ALICE)**. In: SEMINARIO INTERNACIONAL DE MANEJO Y SISTEMAS OPERATIVOS EM POLLO DE ENGORDE? AMEVEA, 2014, Bogotá, Colombia. Anais: AMEVEA, Bogotá, 2014. 1 CD-ROM.
- DE AVILA, V. S. et al. Producao e manejo de frangos de corte. **Embrapa Suínos e Aves-Documentos (INFOTECA-E)**, 1992.
- DE BRITO SANTOS, Gleicianny et al. Estudo bioclimático das regiões litorânea, agreste e semiárida do estado de Sergipe para a avicultura de corte e postura. **Ciência Rural**, v. 44, n. 1, p. 123-128, 2014.
- DE OLIVEIRA, Gisele Andrade et al. Efeito da temperatura ambiente sobre o desempenho e as características de carcaça de frangos de corte dos 22 aos 42 dias. **Revista Brasileira de Zootecnia**, v. 35, n. 4, p. 1398-1405, 2006.
- DE PESQUISA ENERGÉTICA, EPE Empresa. Balanço Energético Nacional 2016-Ano base 2015, Ministério de Minas e Energia. 2016.



DIAS, João Jorge Mestre. Utilização da biomassa: avaliação dos resíduos e utilização de pellets em caldeiras domésticas. **Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa**, p. 4-17, 2002.

DOLPHIN. Heating and cooling coils. Disponível em: <<http://www.dolphinml.com/heating-and-cooling-coils/>>. Acesso em 08 de novembro de 2018.

DONKOH, A.; ATUAHENE, C. C. Management of environmental temperature and rations for poultry production in the hot and humid tropics. **International journal of biometeorology**, v. 32, n. 4, p. 247-253, 1988.

DUTRA, B. Preço do botijão de gás de cozinha completo tem variação de até 38% no Rio. Disponível em: <<https://extra.globo.com/noticias/economia/preco-do-botijao-de-gas-de-cozinha-completo-tem-variacao-de-ate-38-no-rio-22795225.html>>. Acesso em: 06 de novembro de 2018.

EIA. Monthly densified biomass fuel report. Disponível em: <[https://www.eia.gov/biofuels/biomass/#table\\_data](https://www.eia.gov/biofuels/biomass/#table_data)>. Acesso em: 06 de novembro de 2018.

EMBRAPA. Passeio virtual por aviário dark house. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=nZ3CQeIL8xk&t=136s>>. Acesso em: 21 de novembro de 2018.

FEREIRA, R. C. Instalações para aves. Disponível em: <[http://www.agro.ufg.br/up/68/o/Aula\\_Instalacoes\\_Aves.pdf](http://www.agro.ufg.br/up/68/o/Aula_Instalacoes_Aves.pdf)>. Acesso em: 15 de março de 2017.

GALLO, B. B. Dark House: manejo x desempenho frente ao sistema tradicional. **SIMPÓSIO BRASIL SUL DE AVICULTURA**, v. 10, 2009.

GOLDEMBERG, José; LUCON, Oswaldo. Energia e meio ambiente no Brasil. **Estudos avançados**, v. 21, n. 59, p. 7-20, 2007.

GRANDELLE, Renato. Má qualidade do ar mata 5,5 milhões de pessoas por ano. Disponível em: <<http://oglobo.globo.com/sociedade/sustentabilidade/ma-qualidade-do-ar-mata-55-milhoes-de-pessoas-por-ano-18669106>>. Acesso em: 15 março de 2017.

HYDRONIC. Water to air heat exchangers. Disponível em: <[http://www.hydronicheatingsupplies.com/Water-To-Air-Heat-Exchangers\\_c\\_423.html](http://www.hydronicheatingsupplies.com/Water-To-Air-Heat-Exchangers_c_423.html)>. Acesso em: 06 de novembro de 2018.

HOWLIDER, M. A. R.; ROSE, S. P. Temperature and the growth of broilers. **World's Poultry Science Journal**, v. 43, n. 3, p. 228-237, 1987.

HURWITZ, SI et al. The energy requirements and performance of growing chickens and turkeys as affected by environmental temperature. **Poultry Science**, v. 59, n. 10, p. 2290-2299, 1980.

LIMA, Cleber Bezerra; SANTOS, Reginaldo Ferreira; SIQUEIRA, Jair. Análise da variação das temperaturas mínimas para Cascavel-PR<sup>1</sup>. **Revista Brasileira de Energias Renováveis**, v. 1, p. 1-21, 2012.

LIENHARD, John H. **A heat transfer textbook**. Courier Corporation, 2013.

MACARI, Marcos; FURLAN, Renato Luis; GONZALES, Elisabeth. **Fisiologia aviária aplicada a frangos de corte**. Jaboticabal: Funep, 1994.

MACARI, M.; FURLAN, R. L. Ambiência na produção de aves em clima tropical. **Ambiência na produção de aves em clima tropical**. Piracicaba: FUNEP, v. 1, p. 31-87, 2001.

MCDOWELL, Robert E.; JONES, Richard G. **Bases biológicas de la producción animal en zonas tropicales**. 1974.

MARCHETTI. Campânula a gás AP2. Disponível em: <[https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-1083223818-campnula-gas-ap2-\\_JM](https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-1083223818-campnula-gas-ap2-_JM)>. Acesso em: 06 de novembro de 2018.

MORGAN, A. Doutor em aviculture fala sobre melhor idade para o abate de frangos de corte. *Cursos CP*, 2012. Disponível em: <<https://www.cpt.com.br/noticias/doutor-em-avicultura-fala-sobre-melhor-idade-para-o-abate-de-frangos-de-corte>>. Acesso em: 16 de maio de 2018.

MOURA, DJ de. Ambiência na produção de aves de corte. **Ambiência na produção de aves em clima tropical**, v. 1, p. 75-148, 2001.

NETO, S. F. P. Benefícios e pontos críticos da implementação do sistema de pressão negativa para frangos de corte. Disponível em: <[http://www.tortuga.com.br/encontro\\_tecnico\\_frango\\_corte/palestras/SistemaDePressaoNegativaParaFrangosDeCorte.pdf](http://www.tortuga.com.br/encontro_tecnico_frango_corte/palestras/SistemaDePressaoNegativaParaFrangosDeCorte.pdf)>. Acesso em 15 de março de 2017.

RECUPERADORES DE CALOR. Ecoforest – Aquecimento central – Pellets. Disponível em: <<https://www.lojadosrecuperadoresdec calor.pt/produtos/ecoforest-aquecimento-central/>>.

Acesso em: 06 de novembro de 2018.

RONCHI, Carlos. Principais práticas de manejo para aves recém-nascidas. **Revista Aveworld**, ano, v. 1, p. 26-30, 2004.

RURAL. Embrapa alerta sobre cuidados com ambiência dos aviários no inverno. Disponível em: <<http://opresenterural.com.br/noticia/embrapa-alerta-sobre-cuidados-com-ambiencia-dos-aviarios-no-inverno/646/>>. Acesso em 21 de novembro de 2018.

SALAMONI, Isabel; RÜTHER, Ricardo. Potencial Brasileiro da Geração Solar Fotovoltaica conectada à Rede Elétrica: Análise de Paridade de Rede. **IX Encontro Nacional e V Latino Americano de Conforto no Ambiente Construído, Ouro Preto**, 2007.

SCHMIDT, Klaus Gerhard. M1 heat transfer to finned tubes. In: **VDI Heat Atlas**. Springer, Berlin, Heidelberg. p. 1271-1278, 2010

SHAH, Ramesh K.; SEKULIC, Dusan P. **Fundamentals of heat exchanger design**. John Wiley & Sons, 2003.

SKOV. SKOV Pad cooling system. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=JY4R6rSCmA8&t=140s>>. Acesso em: 21 de novembro de 2018.

SOUZA, C. F. Instalações para Aves. **Apostila didática do Curso de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa**, 2003.

STANDARD, ASHRAE. Standard 55-1992. **Thermal environmental conditions for human occupancy**, 1992.

STEFANELLO, Camila; MARANGONI, Filipe; ZEFERINO, Cristiane Lionço. A IMPORTÂNCIA DAS POLÍTICAS PÚBLICAS PARA O FOMENTO DA ENERGIA SOLAR FOTOVOLTAICA NO BRASIL. In: **VII Congresso Brasileiro de Energia Solar-CBENS 2018**, 2018.

STEPHENSON, Donald George. Equations for solar heat gain through windows. **Solar Energy**, v. 9, n. 2, p. 81-86, 1965.

THRELKELD, J. Solar irradiation on clear days. **ASHRAE J.:(United States)**, 1962.

THULUKKANAM, Kuppan. **Heat exchanger design handbook**. CRC press, 2013.

TINÔCO, I. de FF. Avicultura Industrial&58; Novos Conceitos de Materiais, Concepções e Técnicas Construtivas Disponíveis para Galpões Avícolas Brasileiros. **Revista brasileira de ciência Avícola**, v. 3, n. 1, p. 01-26, 2001.

TINÔCO, Ilda de Fatima Ferreira et al. A granja de frangos de corte. **Produção de frangos de corte. Campinas: FACTA**, p. 55-84, 2004.

VIGODERIS, 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. 104f. **Doctor Thesis (Agriculture Engineering)–Viçosa Federal University**, 2006.