

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

JOÃO VITOR RODRIGUES DE BARROS

**DIMENSIONAMENTO E MODELAGEM DE UM SISTEMA DE INSUFLAMENTO
DE AR PARA OTIMIZAÇÃO DA QUEIMA EM UMA FORNALHA DE CAVACO**

**UBERLÂNDIA
2025**

JOÃO VITOR RODRIGUES DE BARROS

**DIMENSIONAMENTO E MODELAGEM DE UM SISTEMA DE INSUFLAMENTO
DE AR PARA OTIMIZAÇÃO DA QUEIMA EM UMA FORNALHA DE CAVACO**

Projeto de Fim de Curso apresentado junto ao programa de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador:

Prof. Dr. Valério Luiz Borges.

**Uberlândia
2025**

JOÃO VITOR RODRIGUES DE BARROS

**DIMENSIONAMENTO E MODELAGEM DE UM SISTEMA DE INSUFLAMENTO
DE AR PARA OTIMIZAÇÃO DA QUEIMA EM UMA FORNALHA DE CAVACO**

Projeto de Fim de Curso apresentado ao programa de **Graduação em Engenharia Mecânica** da **Faculdade de Engenharia Mecânica**, como requisito à obtenção do título de **Bacharel em Engenharia Mecânica**.

Data de aprovação:

05/02/2026

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Solidônio Rodrigues de Carvalho

Faculdade de Engenharia Mecânica

Prof. Dr. Euclides Antônio Pereira de Lima

Faculdade de Engenharia Química

Guilherme Queirós de Araújo Maciel

Faculdade de Engenharia Mecânica

Bruno José Oliveira

Faculdade de Engenharia Mecânica

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Nancy Rosa de Barros Rodrigues e Pedro Rodrigues da Silva, expresso minha mais profunda gratidão por todo o apoio, incentivo e dedicação ao longo de toda a minha trajetória acadêmica. Seus ensinamentos, valores e esforço constante foram fundamentais para que eu pudesse chegar até este momento, tornando possível a concretização deste trabalho e da minha formação em Engenharia Mecânica. Ao meu irmão, Pedro Henrique Rodrigues de Barros, agradeço pelo apoio e pelas inúmeras conversas e momentos de descontração que contribuíram para tornar essa caminhada mais leve.

À minha namorada, Sarah Cristine Fernandes e Silva, deixo um agradecimento especial pelo apoio incondicional, paciência, incentivo diário e compreensão nos momentos mais desafiadores deste percurso. Sua presença foi essencial para que eu mantivesse o foco e a motivação ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

Aos meus tios Kety, Thiago, Fernanda, Nino, Eduardo e Flávia, agradeço sinceramente pelo apoio constante, pelas palavras de incentivo e por sempre acreditarem no meu potencial, contribuindo direta ou indiretamente para a minha formação pessoal e acadêmica. Aos meus primos Arthur, Heitor, Jhonatha e Jéssica, agradeço pelos momentos de descontração, pelas longas noites de jogos, conversas e risadas.

Aos meus amigos Lucas Beraldo, Fábio, Pedro Luka, Vitor Eduardo e Francisco, deixo meu agradecimento pelo companheirismo, apoio e convivência ao longo da graduação. Estendo também minha gratidão a todos os amigos que conheci no Laboratório de Mobilidade Automobilística e Urbana, ambiente que esteve presente durante toda a minha trajetória acadêmica e que contribuiu não apenas para minha formação técnica, mas também para meu crescimento pessoal, por meio das trocas de conhecimento, experiências e amizade construídas ao longo dos anos.

Agradeço a Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG), a Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de nível superior (CAPES), ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), à Empresa Brasileira de Pesquisa e Inovação Industrial (EMBRAPII).

Agradeço ao Laboratório de Transferência de Calor e Massa (LTCM), ao Laboratório de Sistemas Mecânicos (LSM) e a GEZA Ltda por toda a infraestrutura disponibilizada e pelo ambiente de aprendizado que contribuíram significativamente para o desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço a todos os professores da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade

Federal de Uberlândia que, ao longo da graduação, contribuíram de forma essencial para a minha formação técnica e profissional. Em especial, manifesto minha gratidão ao Prof. Dr. Valério Luiz Borges, pela orientação, disponibilidade, conhecimentos transmitidos e apoio durante todo o desenvolvimento deste Projeto de Fim de Curso. Estendo também meus agradecimentos aos professores Solidônio Rodrigues de Carvalho, Euclides Antônio Pereira de Lima e Marcelo Braga dos Santos, pelas contribuições acadêmicas, ensinamentos e participação na minha formação.

*“Por que caímos? Para que possamos aprender
a nos levantar novamente”*

Thomas Wayne

RESUMO

A utilização de biomassa sólida como combustível em sistemas térmicos industriais tem se consolidado como uma alternativa viável do ponto de vista energético e ambiental. Entretanto, a elevada variabilidade físico-química desse tipo de combustível impõe desafios ao processo de combustão, tornando indispensável o correto dimensionamento do sistema de suprimento e distribuição de ar. Nesse contexto, o presente trabalho tem como objetivo o dimensionamento e a modelagem de um sistema de insuflamento de ar aplicado a uma fornalha de combustão de cavaco de eucalipto destinada à produção de 10 toneladas de vapor por hora, visando à otimização da queima e ao aumento da eficiência energética da caldeira.

A metodologia adotada baseia-se inicialmente na caracterização elementar do combustível e na aplicação do balanço estequiométrico da combustão, permitindo a determinação da vazão teórica e real de ar necessária, considerando a adoção de excesso de ar compatível com as condições reais de operação. Em seguida, realiza-se o balanço de energia da caldeira para a determinação da vazão mássica de combustível requerida, levando em conta o poder calorífico inferior do cavaco de eucalipto e o rendimento térmico do equipamento. A partir desses dados, é desenvolvido o dimensionamento hidráulico do sistema de insuflamento, contemplando o cálculo das perdas de carga distribuídas e localizadas ao longo das tubulações e dos orifícios de distribuição de ar, bem como a seleção do ventilador adequado às condições de projeto.

Adicionalmente, é realizada uma análise de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) com o objetivo de avaliar a distribuição do escoamento de ar no interior da fornalha e identificar regiões de recirculação e uniformidade do suprimento de ar. Os resultados obtidos indicam que o sistema dimensionado é capaz de fornecer a vazão de ar requerida com a pressão necessária, promovendo uma distribuição mais homogênea do oxidante e contribuindo para uma combustão mais eficiente, estável e com menores perdas térmicas.

Palavras-chave: Fornalha, Caldeira, Cavaco de eucalipto, CFD, Combustão.

ABSTRACT

The use of solid biomass as fuel in industrial thermal systems has become an attractive alternative from both energy and environmental perspectives. However, the high variability of the physical and chemical properties of biomass fuels imposes significant challenges to the combustion process, making the proper design of the air supply and distribution system essential. In this context, this work aims to perform the design and modeling of an air insufflation system applied to a eucalyptus wood chip combustion furnace intended to produce 10 tons of steam per hour, seeking to optimize the combustion process and improve the overall thermal efficiency of the boiler.

The adopted methodology is initially based on the elemental characterization of the fuel and on the application of the stoichiometric combustion balance, which allows the determination of the theoretical and actual air flow rates, considering an appropriate excess air for real operating conditions. Subsequently, an energy balance of the boiler is carried out to determine the required fuel mass flow rate, taking into account the lower heating value of the eucalyptus wood chips and the thermal efficiency of the equipment. Based on these results, the hydraulic design of the air insufflation system is developed, including the calculation of distributed and localized pressure losses along ducts and air distribution orifices, as well as the selection of a suitable fan for the design conditions.

Additionally, a computational fluid dynamics (CFD) analysis is performed to evaluate the airflow distribution inside the furnace and to identify recirculation zones and the degree of flow uniformity. The results indicate that the designed system is capable of supplying the required air flow rate with adequate pressure, providing a more homogeneous oxidant distribution and contributing to a more efficient and stable combustion process with reduced thermal losses.

Keywords: Furnace, Boiler, Wood chips, CFD, Combustion.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Caldeira analisada.	17
Figura 2.1 – Esquema de uma caldeira Flamotubular.	21
Figura 2.2 – Caldeira Flamotubular Escocesa.	22
Figura 2.3 – Esquema de uma caldeira aquatubular.	23
Figura 2.4 – Esquema de uma Caldeira Mista.	24
Figura 2.5 – Os 4 tipos de tiragem em caldeiras.	25
Figura 3.1 – Calorímetro modelo IKA C200.	32
Figura 3.2 – Diagrama de Moody.	35
Figura 3.3 – Imagem lado a lado da grelha (esquerda) e montagem completa da fornalha (direita).	36
Figura 3.4 – Esquema simplificado dos nós necessários para resolver o sistema. . . .	37
Figura 3.5 – Vista lateral da fornalha (esquerda) e vista lateral do volume extraído para análise CFD (direta).	38
Figura 4.1 – Condições e LME para processos de geração de calor a partir da com- bustão externa de derivados de madeira.	40
Figura 4.2 – Curva característica do ventilador selecionado.	42
Figura 4.3 – Vazão por orifício.	43
Figura 4.4 – Linhas de fluxo coloridas por magnitude de velocidade evidenciando a zona de recirculação central.	44
Figura 4.5 – Detalhe da saída de ar pelos orifícios e recirculação abaixo da grelha. .	44

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Análise elementar do cavaco de eucalipto.	19
Tabela 2.2 – Limites de emissão para combustão de derivados de madeira.	26

LISTA DE SÍMBOLOS

n_i	Número de kmol do elemento i
P_i	Fração mássica percentual do elemento i
M_i	Massa molar do elemento i
n_{ar}	Quantidade de mols de ar estequiométrico
$n_{H_2O,ar}$	Quantidade de mols de água presente no ar
β	Fator de excesso de ar
$n_{O_2,real}$	Quantidade de mols de oxigênio real
$n_{O_2,esteq}$	Quantidade de mols de oxigênio estequiométrico
$n_{H_2O,ar}$	Quantidade de mols de vapor d'água associada ao ar admitido
$m_{H_2O,ar}$	Massa de água presente no ar
M_{H_2O}	Massa molar da água
$n_{mistura}$	Número total de mols da mistura de produtos
$n_{N_2,real}$	Quantidade de mols de nitrogênio real
n_{CO_2}	Quantidade de mols de dióxido de carbono
n_{SO_2}	Quantidade de mols de dióxido de enxofre
$n_{O_2,excesso}$	Quantidade de mols de oxigênio em excesso
$\dot{Q}_{comb}$	Potência térmica fornecida pelo combustível
$\dot{m}_{cavaco}$	Vazão mássica de cavaco
PCI	Poder calorífico inferior do combustível
$\dot{Q}_{útil}$	Potência térmica útil (liberada na combustão)
η	Rendimento térmico global da caldeira
$\dot{m}_f$	Vazão mássica do ar
$h_{entrada}$	Entalpia específica na entrada da caldeira
$h_{saída}$	Entalpia específica na saída da caldeira

$\dot{m}_{ar}$	Vazão mássica de ar de combustão
$\dot{n}_{ar}$	Vazão molar de ar de combustão
M_{ar}	Massa molar média do ar seco
P	Pressão estática
ρ	Massa específica do ar
g	Aceleração da gravidade
v	Velocidade média do escoamento
z	Cota geométrica
H_{vent}	Ganho fornecido pelo ventilador
Δh_{perdas}	Perda de carga
f	Fator de atrito adimensional
L	Comprimento da tubulação
d	Diâmetro interno do tubo
V	Velocidade média do fluido
Q	Vazão volumétrica de ar
Δp	Perda de carga associada ao orifício
K_v	Coeficiente de vazão do orifício
D	Diâmetro do orifício
A	Área do orifício
$SST\ k-\omega$	Modelo de fechamento de turbulência - <i>Shear Stress Transport</i>

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	Objetivos	17
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1	Biomassa	18
2.1.1	Biomassa Florestal	19
2.1.2	Cavaco de Eucalipto	19
2.2	Caldeiras	20
2.2.1	Caldeiras Flamotubulares	21
2.2.2	Caldeiras Aquatubulares	22
2.2.3	Caldeiras Mistas	23
2.3	Tiragem do ar	24
2.3.1	Tiragem natural	25
2.3.2	Tiragem Forçada	25
2.3.3	Tiragem Induzida	25
2.3.4	Tiragem Balanceada	26
2.4	Aspectos Legais e Limites de Emissão Atmosférica	26
2.5	Sistemas de Insuflamento	26
3	METODOLOGIA	28
3.1	Balanco Estequiométrico	28
3.1.1	Caracterização elementar do combustível	28
3.1.2	Equação global de combustão (equação de queima)	28
3.1.3	Balanco estequiométrico dos elementos	29
3.1.4	Excesso de ar	30
3.1.5	Consideração da umidade do ar	30
3.2	Balanco de Energia da Caldeira	30

3.2.1	Hipóteses adotadas	30
3.2.2	Potência térmica fornecida pelo combustível	31
3.2.3	Rendimento térmico da caldeira	31
3.2.4	Balanco de energia no fluido de trabalho	31
3.2.5	Determinação da vazão mássica de cavaco	32
3.2.6	Determinação do PCI do combustível	32
3.2.7	Cálculo da vazão mássica de ar de combustão	32
3.3	Modelos Hidráulicos	33
3.3.1	Equação de energia	34
3.3.2	Perdas de carga	34
3.4	Caso Analisado	36
3.5	Análise CFD	37
4	RESULTADOS	39
4.1	Massa de Ar e Combustível	39
4.2	Dimensionamento do Ventilador	40
4.2.1	Seleção do ventilador	41
4.3	RESULTADOS DA ANÁLISE DE CFD	43
4.3.1	Condições de Contorno	43
4.3.2	Distribuição do Escoamento e Recirculação	43
4.3.3	Quantificação da Perda de Carga	45
5	CONCLUSÕES	46
	REFERÊNCIAS	48
	APÊNDICE A – CÓDIGO UTILIZADO PARA CÁLCULO DA QUEIMA ES- TEQUIOMÉTRICA DO CAVACO DE EUCALIPTO	50
	APÊNDICE B – CÓDIGO UTILIZADO PARA CÁLCULO HIDRÁULICO DAS LINHAS DE INSUFLAMENTO	52

1 INTRODUÇÃO

A utilização de biomassa como fonte energética em sistemas térmicos industriais tem ganhado destaque nas últimas décadas em razão de sua ampla disponibilidade, do menor custo relativo quando comparada aos combustíveis fósseis e do fato de grande parte desse recurso possuir origem renovável. Ademais, quando inserida em cadeias produtivas bem estruturadas, a biomassa apresenta elevado potencial para a mitigação de impactos ambientais associados à destinação inadequada de resíduos agroindustriais e florestais, promovendo o aproveitamento energético de materiais que, de outra forma, seriam descartados. Nesse cenário, a substituição parcial ou total de combustíveis convencionais por biomassa configura-se como uma alternativa estratégica para a diversificação da matriz energética e para a redução da dependência de fontes não renováveis, alinhando-se aos princípios de sustentabilidade e eficiência energética.

Entretanto, a viabilidade técnica e operacional da combustão de biomassa em fornalhas industriais está diretamente relacionada ao correto dimensionamento do sistema de suprimento de ar e à adequada relação ar-combustível. Diferentemente dos combustíveis fósseis, a biomassa apresenta maior variabilidade em sua composição físico-química, especialmente no que se refere à umidade, ao teor de voláteis e à fração de carbono fixo, fatores que influenciam significativamente o processo de queima. Dessa forma, torna-se imprescindível a realização do cálculo estequiométrico da combustão, a partir da caracterização do combustível, com o objetivo de determinar a vazão mínima teórica de ar necessária para a queima completa, bem como a definição de um excesso de ar operacional que assegure a estabilidade da chama e a redução da formação de poluentes indesejáveis, como monóxido de carbono e material particulado.

Além da determinação da vazão de ar requerida sob o ponto de vista termoquímico, o desempenho global do sistema de combustão depende do correto dimensionamento do sistema de insuflamento. O cálculo hidráulico do ventilador torna-se, portanto, uma etapa fundamental do projeto, uma vez que deve considerar as perdas de carga distribuídas e localizadas ao longo das tubulações, dutos, orifícios e dispositivos de distribuição de ar, garantindo que a vazão calculada estequiometricamente seja efetivamente fornecida à fornalha com a pressão adequada. Um dimensionamento inadequado pode resultar tanto em deficiência de ar, comprometendo a eficiência da queima, quanto em excesso de ar, ocasionando perdas térmicas significativas e redução do rendimento do sistema.

Por fim, a forma como o ar é distribuído no interior da câmara de combustão exerce papel determinante na eficiência do processo. A distribuição homogênea do ar de combustão favorece o contato adequado entre o oxidante e o combustível sólido, promovendo uma queima

mais completa e uniforme, além de contribuir para a estabilidade térmica da fornalha. Assim, o projeto do sistema de distribuição de ar, incluindo a disposição de dutos, bocais e orifícios de insuflamento, deve ser conduzido de maneira integrada aos cálculos estequiométricos e hidráulicos, de modo a otimizar o processo de combustão, elevar a eficiência energética e reduzir emissões atmosféricas.

1.1 OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivo o dimensionamento e a modelagem de um sistema de insuflamento de ar aplicado a uma fornalha de combustão de cavaco de eucalipto capaz de produzir 10 toneladas de vapor por hora, mostrada na Figura 1.1, visando à otimização do processo de queima e ao aumento da eficiência energética do sistema. Para isso, busca-se determinar a vazão de ar necessária à combustão a partir de cálculos estequiométricos, considerando as características do combustível utilizado, bem como definir as condições operacionais adequadas de excesso de ar.

Figura 1.1 – Caldeira analisada.



Fonte: GEZA, 2025.

Adicionalmente, o trabalho tem por finalidade realizar o dimensionamento hidráulico do ventilador responsável pelo suprimento de ar, levando em conta as perdas de carga distribuídas e localizadas ao longo do sistema de dutos e dispositivos de distribuição. Por fim, objetiva-se avaliar a configuração de distribuição de ar que assegure uma alimentação homogênea na câmara de combustão, através de uma análise de dinâmica dos fluidos computacional, contribuindo para a queima completa do combustível, a estabilidade do processo e a redução de perdas térmicas e emissões atmosféricas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Essa seção descreve os conhecimentos teóricos necessários para o entendimento do problema analisado.

2.1 BIOMASSA

A biomassa pode ser compreendida como todo material orgânico de origem vegetal ou animal suscetível de ser utilizado para fins energéticos, abrangendo desde resíduos agrícolas e florestais até rejeitos industriais e urbanos (CORTEZ et al., 2008). Segundo Cortez et al. (2008), trata-se de uma das fontes renováveis mais promissoras, devido à sua ampla disponibilidade e à possibilidade de conversão em diferentes vetores energéticos, como calor, eletricidade e combustíveis líquidos.

De acordo com Singh et al. (2014), a biomassa pode ser classificada em três categorias distintas conforme a sua origem:

- **Biomassa Primária:** Possui origem diretamente ligada à natureza, podendo ser resíduos florestais ou agrícolas (exemplo: cavaco de eucalipto, lenha de eucalipto, cana-de-açúcar).
- **Biomassa Secundária:** Resulta do processamento físico, químico ou biológico de recursos de biomassa primária (exemplo: bagaço de cana-de-açúcar, casca de arroz, casca de café).
- **Biomassa Terciária:** É proveniente de resíduos pós-consumo gerados por atividades humanas (exemplo: gordura animal e óleo vegetal usado).

Entre as fontes renováveis de energia, a biomassa destaca-se pela facilidade de conversão em diferentes formas energéticas por meio de processos físicos, químicos ou biológicos, contribuindo para a redução da dependência de combustíveis fósseis (MCKENDRY, 2002). A energia obtida da biomassa provém de um ciclo renovável de carbono, no qual o dióxido de carbono liberado na conversão energética é reabsorvido durante o crescimento das plantas.

Neste trabalho, o foco será direcionado à biomassa sólida, definida como um combustível renovável obtido pela compressão ou processamento de materiais orgânicos como resíduos agrícolas, serragem e restos florestais (IBITOYE et al., 2023). Segundo o relatório (REN21 Secretariat, 2014), a biomassa sólida representa atualmente o biocombustível mais utilizado no mundo.

2.1.1 Biomassa Florestal

A biomassa florestal compreende os materiais orgânicos provenientes das atividades de manejo e colheita das florestas, bem como dos processos industriais de transformação da madeira, como serragem, cascas, maravalhas e cavacos. Esses resíduos apresentam elevado potencial energético, sendo amplamente empregados como combustíveis sólidos em processos de geração de calor e eletricidade.

Segundo Ross (2010), a madeira é um material renovável de ampla disponibilidade, cujas propriedades físicas e mecânicas favorecem a conversão energética, destacando-se por seu baixo impacto ambiental e por integrar um ciclo de carbono sustentável. Dentre as diversas formas de biomassa florestal, destaca-se o cavaco de eucalipto, que será abordado em detalhe na subseção seguinte por sua relevância como combustível sólido em sistemas de combustão industrial.

2.1.2 Cavaco de Eucalipto

O cavaco de eucalipto é um tipo de biomassa sólida obtido a partir da trituração de resíduos de madeira provenientes do manejo florestal e do processamento industrial do eucalipto. De acordo com Ross (2010), a madeira de eucalipto possui densidade elevada, boa estabilidade dimensional e propriedades térmicas adequadas à conversão energética, fatores que contribuem para uma combustão mais eficiente e controlada.

Além disso, sua ampla disponibilidade no Brasil e o rápido crescimento das espécies de eucalipto conferem ao cavaco um papel estratégico na matriz energética renovável nacional. A Tabela 2.1 apresenta a análise elementar do cavaco de eucalipto, utilizada como base para os cálculos deste trabalho.

Tabela 2.1 – Análise elementar do cavaco de eucalipto.

Elemento	kg/kg
Carbono	49–50
Hidrogênio	6
Oxigênio	44–45
Nitrogênio	0,1–1
Enxofre	0,4–0,5

Fonte: Adaptado de Tsoumis (1991).

2.1.2.1 Propriedades Energéticas do Cavaco de Eucalipto

As propriedades energéticas do cavaco de eucalipto estão diretamente relacionadas à sua composição química, densidade, umidade e poder calorífico. Esses fatores determinam a eficiência da combustão e o aproveitamento energético do combustível.

2.1.2.1.1 Umidade e Densidade Aparente

O teor de umidade da biomassa exerce papel determinante no processo de combustão. De acordo com (JENKINS et al., 1998), parte da energia liberada durante a queima é consumida na evaporação da água contida no combustível, reduzindo o poder calorífico efetivo. Para o cavaco de eucalipto, valores típicos de umidade situam-se entre 30% e 50% em base úmida, dependendo do método de secagem e do tempo de armazenamento, a redução desse teor aumenta o rendimento da queima (MCKENDRY, 2002).

A densidade aparente do cavaco de eucalipto, por sua vez, varia entre 390 e 480 kg/m³, dependendo do tamanho médio das partículas, teor de umidade e tipo de compactação (PEREIRA et al., 2023) .

2.1.2.1.2 Poder Calorífico Inferior (PCI)

O poder calorífico representa a quantidade de energia liberada durante a combustão completa de um combustível. Segundo Bazzo (1995), o Poder Calorífico Superior (PCS) e o Poder Calorífico Inferior (PCI) diferenciam-se pois o PCS inclui o calor latente de condensação da água, já o PCI desconsidera o calor latente, sendo o mais utilizado no dimensionamento de sistemas térmicos. De acordo com Neiva (2018), “o poder calorífico da madeira é diretamente influenciado pelo teor de umidade”.

2.2 CALDEIRAS

As caldeiras são equipamentos fundamentais em sistemas de conversão energética, pois realizam a transformação da energia química liberada pela combustão em energia térmica, utilizada para aquecer e vaporizar a água. De maneira geral, consistem em um conjunto de componentes que permitem a troca de calor entre os gases de combustão e o fluido de trabalho, produzindo vapor sob pressão para utilização em processos industriais, geração de energia ou aquecimento (BAZZO, 1995).

O princípio de funcionamento baseia-se na transferência de calor proveniente da queima de um combustível, neste caso, a biomassa sólida, para a mudança de fase da água. Durante esse processo, a água sofre um aumento gradual de temperatura até atingir o ponto de ebulição, quando ocorre a mudança de fase para vapor. O vapor gerado é acumulado na parte superior do corpo da caldeira, de onde pode ser conduzido a turbinas, trocadores de calor ou outros sistemas consumidores (MARTINELLI, 1998).

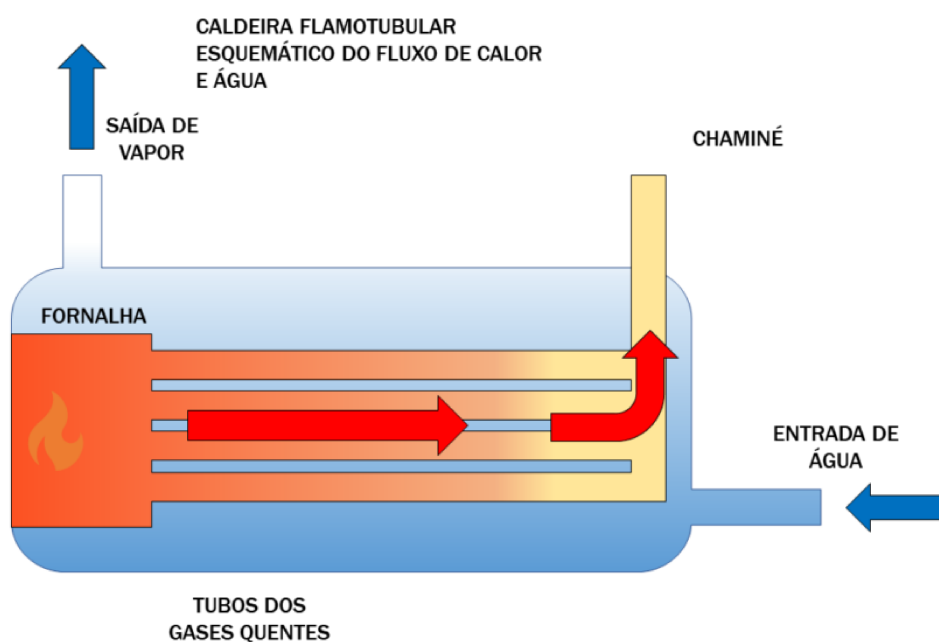
As caldeiras podem ser classificadas em três principais tipos: flamotubulares, aquatubulares e mistas. Nas caldeiras flamotubulares, os gases quentes da combustão passam pelo interior dos tubos, aquecendo a água que os envolve. Nas caldeiras aquatubulares, o processo é

inverso: a água circula dentro dos tubos, sendo aquecida pelos gases que passam externamente. Já as caldeiras mistas combinam as duas disposições, buscando equilibrar eficiência e custo (MARTINELLI, 1998; BAZZO, 1995).

2.2.1 Caldeiras Flamotubulares

Foi o primeiro tipo de caldeira construída, também conhecida como Piro-tubulares, Fogotubulares ou, ainda como Tubos de fumaça (MARTINELLI, 1998). As caldeiras flamotubulares são construídas de forma que a água circule ao redor de diversos tubos, montados entre espelhos, na forma de um único feixe tubular. (BAZZO, 1995). Os gases provenientes da queima na fornalha circulam dentro dos tubos em direção a chaminé, durante a passagem do gás pela tubulação ocorre a troca de calor com a água que se encontra ao redor das tubulações promovendo a mudança de fase da água. A Figura 2.1 apresenta um esquema simplificado de uma caldeira flamotubular com fornalha interna.

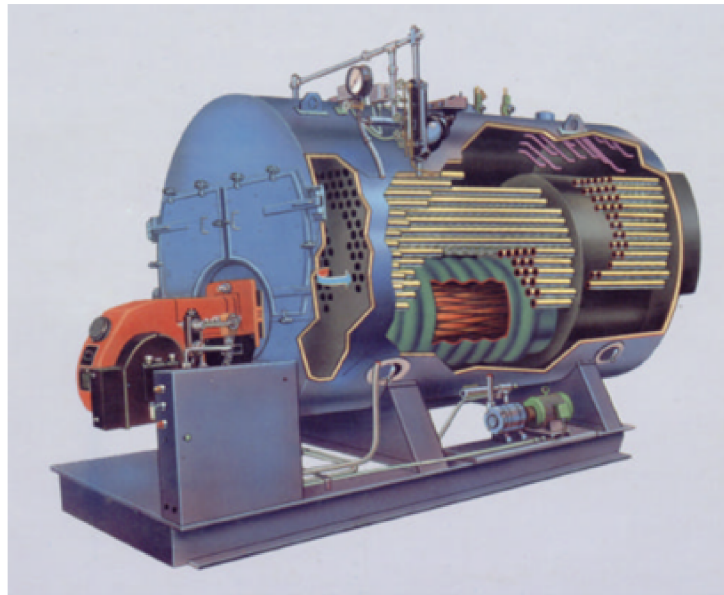
Figura 2.1 – Esquema de uma caldeira Flamotubular.



Fonte: Adaptado de Togawa (2023).

As caldeiras flamotubulares foram evoluindo para um tipo mais moderno conhecido como caldeira escocesa, esse tipo de projeto não precisa de instalações custosas, apenas uma fundação simples e nivelada, além da fonte de água e eletricidade. Essas unidades operam com óleo ou gás, sendo a circulação garantida por ventiladores (tiragem mecânica), com suas unidades compactas que alcançam 83% de rendimento térmico até uma produção máxima de 10 toneladas de vapor por hora a uma pressão máxima de 18 bar (MARTINELLI, 1998). A Figura 2.2 apresenta uma caldeira flamotubular escocesa.

Figura 2.2 – Caldeira Flamotubular Escocesa.



Fonte: Martinelli, 2002.

2.2.2 Caldeiras Aquatubulares

As caldeiras aquatubulares se diferenciam das flamotubulares, pois a água circula pelo interior de tubos de pequeno diâmetro, enquanto os gases provenientes da combustão passam externamente a esses tubos, promovendo a troca térmica necessária para a vaporização da água. Esse tipo de equipamento permite a operação em pressões mais elevadas e apresenta maior eficiência térmica, devido à ampliação da área de contato entre o fluido e os gases quentes (BAZZO, 1995).

Nesses equipamentos a circulação da água pode ocorrer de forma natural ou forçada. No primeiro caso, o movimento é gerado pela diferença de densidade entre o líquido aquecido e o mais frio. Já nas caldeiras de circulação forçada, uma bomba hidráulica promove a circulação do fluido, o que possibilita o controle mais preciso da temperatura e da taxa de vaporização (MARTINELLI, 1998).

As caldeiras aquatubulares apresentam algumas vantagens notáveis em relação às flamotubulares, entre as quais destacam-se:

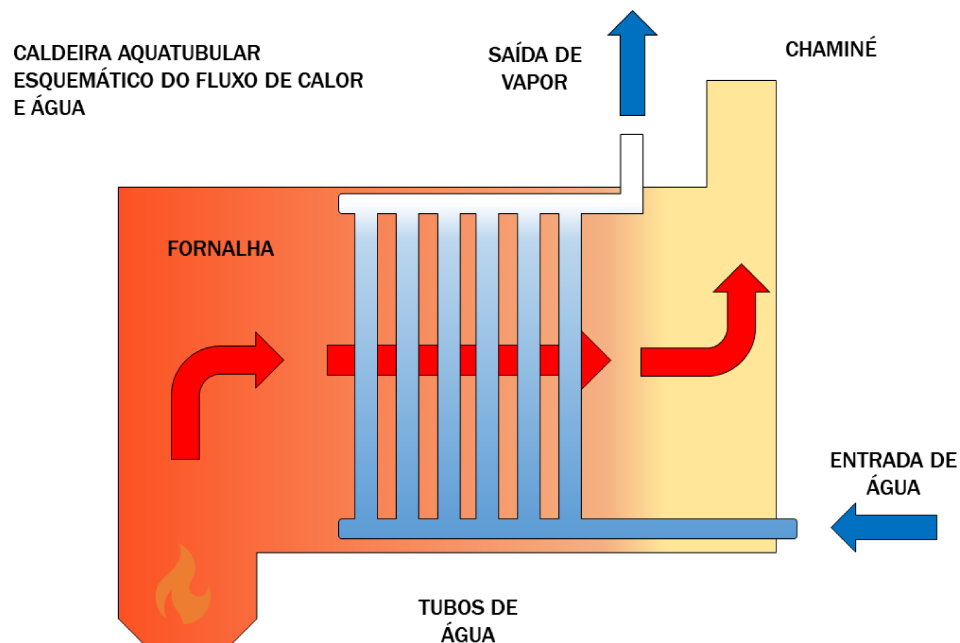
- Maior rendimento térmico global, resultante da alta superfície de troca de calor e da redução das perdas energéticas;
- Capacidade de operar em pressões e temperaturas mais elevadas, sendo comuns faixas de até 100 bar e 500°C;

- Menor volume de água em ebulição, o que reduz o risco de explosões e facilita o controle operacional;

Por outro lado, essas caldeiras exigem controle rigoroso da qualidade da água de alimentação, uma vez que incrustações ou depósitos nos tubos podem comprometer severamente a transferência de calor e a segurança operacional (BAZZO, 1995; MARTINELLI, 1998). Por esse motivo, são frequentemente integradas a sistemas de tratamento de água, com etapas de desmineralização e controle de pH.

A Figura 2.3 apresenta um esquema simplificado de uma caldeira aquatubular, no qual é possível observar o caminho dos gases quentes ao redor das tubulações de água.

Figura 2.3 – Esquema de uma caldeira aquatubular.



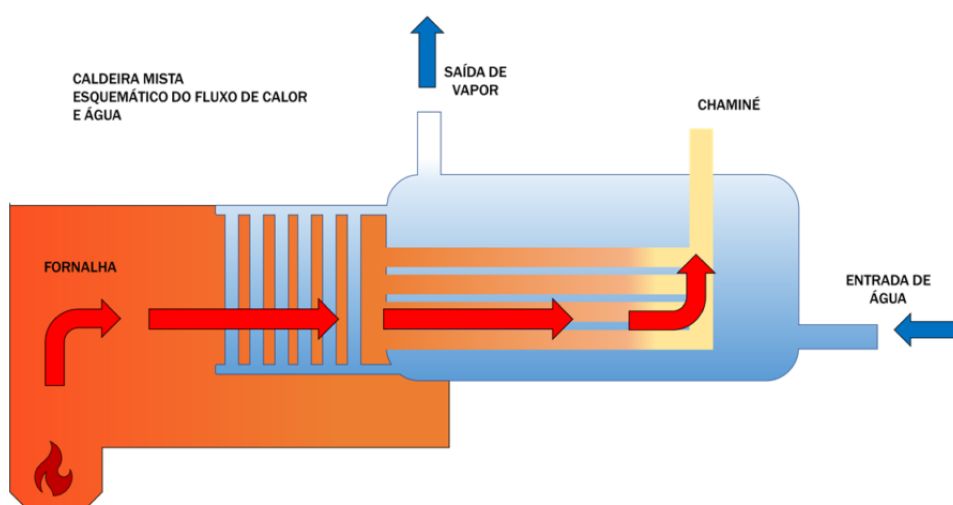
Fonte: Adaptado de Togawa (2023).

2.2.3 Caldeiras Mistas

As caldeiras mistas, também denominadas caldeiras híbridas, combinam características construtivas e operacionais de caldeiras flamotubulares e aquatubulares, buscando aproveitar vantagens de ambas as configurações. Nesses equipamentos, parte da transferência de calor ocorre pela passagem dos gases quentes da combustão através de tubos imersos em água (arranjo típico de flamotubulares), enquanto outra parcela ocorre com a circulação de água no interior de tubos aquecidos externamente pelos gases (característica de aquatubulares) (BAZZO, 1995).

Em determinadas configurações, a adoção de fornalhas externas amplia a viabilidade do uso de combustíveis sólidos, como lenha e carvão, podendo ser estendida ao aproveitamento energético de biomassas. Nessa arquitetura, a fornalha pode ser envolvida por paredes d'água, característica típica de caldeiras aquatubulares, favorecendo a recuperação de calor na zona de combustão e contribuindo para uma queima mais eficiente (BAZZO, 1995). A Figura 2.4 apresenta um esquema simplificado de uma caldeira mista com a presença de tubulações d'água nas paredes da fornalha.

Figura 2.4 – Esquema de uma Caldeira Mista.



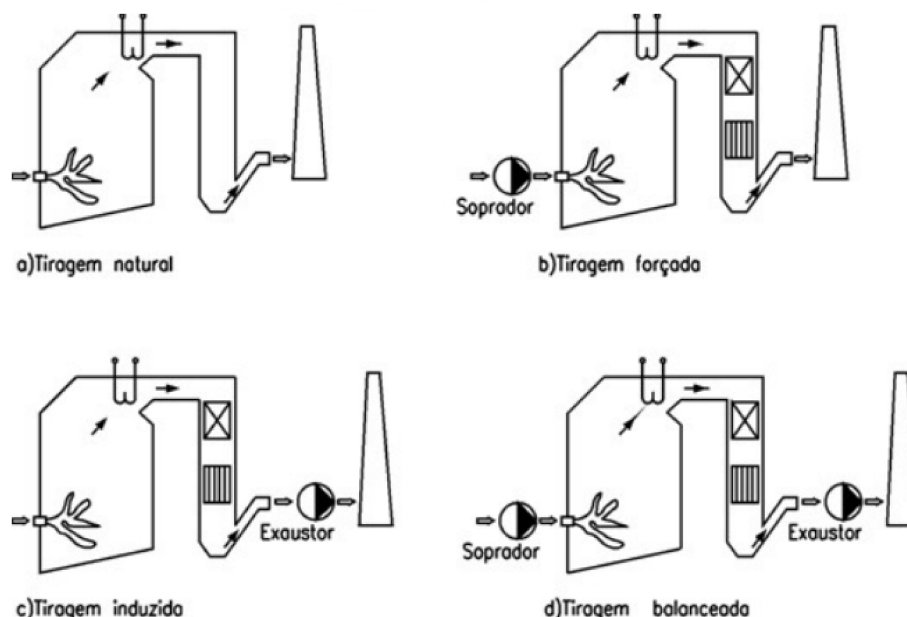
Fonte: Adaptado de Togawa (2023).

Entre as principais vantagens desse tipo de equipamento, destacam-se o maior rendimento térmico em comparação com caldeiras flamotubulares convencionais, a versatilidade operacional (quanto a combustíveis e modos de tiragem) e, em alguns arranjos, a facilidade de manutenção devido à acessibilidade aos feixes tubulares e à câmara de combustão (BAZZO, 1995). Como desvantagem, o custo inicial tende a ser superior ao de caldeiras flamotubulares tradicionais, em função da maior complexidade construtiva.

2.3 TIRAGEM DO AR

Após a combustão do combustível, os fumos gerados pela queima percorrem todo o interior da caldeira até serem expelidos para a atmosfera pela chaminé. Para que essa movimentação dos gases ocorra, é necessário que exista uma diferença de pressão capaz de promover a retirada dos fumos e a admissão de uma nova massa de ar e de combustível a ser queimada. Esse processo, no qual se cria um diferencial de pressão, chama-se tiragem, podendo ser de 4 formas: natural, forçada, induzida e balanceada (Figura 2.5).

Figura 2.5 – Os 4 tipos de tiragem em caldeiras.



Fonte: Adaptado de Zottis e Pagnossin (2008).

2.3.1 Tiragem natural

Segundo Pera (1990), as chaminés desempenham a função de promover a tiragem ou estabelecer a via de exaustão para os gases de combustão. Para viabilizar esse fluxo, a fornalha deve operar sob pressão negativa. Dessa forma, o gradiente de pressão estabelecido entre a zona de combustão e o topo da chaminé impulsiona o movimento do ar e dos gases (PAGNOSSIN, 2008).

2.3.2 Tiragem Forçada

Nesse tipo de caldeira, um ou mais ventiladores forçam a admissão de ar, configurando a tiragem forçada. Esse sistema gera pressão positiva no interior do equipamento para vencer as perdas de carga e conduzir os gases de exaustão à chaminé. Nesse cenário, a chaminé deixa de ser a responsável pela criação do diferencial de pressão, atuando apenas como duto direcionador, o que permite uma redução em suas dimensões (BAZZO, 1995).

Nesse modelo, os ventiladores impulsionam os gases por todo o circuito térmico, operando sob pressão positiva. Consequentemente, o sistema exige total estanqueidade para prevenir o vazamento de gases de combustão para o ambiente externo (PERA, 1990).

2.3.3 Tiragem Induzida

Na tiragem induzida, um exaustor posicionado na saída da caldeira cria uma leve pressão negativa no interior da fornalha. Dessa forma, os gases resultantes da queima são

succionados através do circuito e direcionados à chaminé para posterior liberação na atmosfera.

2.3.4 Tiragem Balanceada

A tiragem balanceada é a combinação da tiragem forçada e induzida, nesse sistema são utilizados ventiladores e exaustores. É o método mais usual em caldeiras de combustível sólido, tanto pelo aumento de eficiência devido ao turbilhonamento causado pelo ventilador, combinado pela combinação do exaustor com a chaminé, superando as perdas de carga do sistema (PERA, 1990).

2.4 ASPECTOS LEGAIS E LIMITES DE EMISSÃO ATMOSFÉRICA

A operação de sistemas de combustão, além de buscar eficiência energética, deve estar em conformidade com os padrões de qualidade do ar estabelecidos pelos órgãos reguladores. No Brasil, o principal instrumento jurídico que define os Limites Máximos de Emissão (LME) para fontes fixas é a Resolução CONAMA - Conselho Nacional do Meio Ambiente (2006).

Para o caso específico de caldeiras que utilizam derivados de madeira (como o cavaco de eucalipto abordado neste trabalho), as diretrizes são estabelecidas no Anexo IV da referida norma. Segundo a resolução, os limites são definidos de acordo com a potência térmica nominal do equipamento. Considerando que o sistema dimensionado neste projeto apresenta uma potência aproximada de 9,85 MW, ele se enquadra na faixa de unidades com potência inferior a 10 MW.

De acordo com CONAMA - Conselho Nacional do Meio Ambiente (2006), os limites para esta categoria, referenciados a uma base seca e 8% de oxigênio (O_2), são apresentados na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Limites de emissão para combustão de derivados de madeira.

Poluente	Limite Máximo de Emissão (mg/Nm ³)
Material Particulado (MP)	520
Monóxido de Carbono (CO)	1300

Fonte: Adaptado de CONAMA 382, (2006).

2.5 SISTEMAS DE INSUFLAMENTO

Para que a combustão da biomassa ocorra de forma eficiente em caldeiras, é necessária a admissão de ar em quantidade adequada, geralmente com excesso controlado, o que pode exigir diferentes sistemas de ventilação conforme a configuração do equipamento. Em algumas instalações, pode haver mais de um ventilador para o mesmo estágio (primário ou secundário) para atender melhor à distribuição de ar e à estabilidade da combustão.

O ar primário é injetado abaixo da grelha e forçado a atravessá-la, misturando-se diretamente ao combustível. Sua função principal é sustentar as etapas iniciais do processo no leito (secagem, desvolatilização e queima do resíduo sólido), reagindo sobretudo com o carbono presente na biomassa. Em geral, sua vazão é ajustada para minimizar o excesso de ar e melhorar o aproveitamento da combustão (PINTO, 2018).

O ar secundário é injetado acima da grelha, atuando principalmente na zona superior da câmara de combustão. Ele contribui para aumentar a turbulência e melhorar a mistura entre os gases liberados pelo leito e o oxigênio, favorecendo a oxidação de compostos voláteis e reduzindo a formação de produtos de combustão incompleta. De modo geral, a combinação de ar primário e secundário cria um ambiente oxidante que sustenta as reações de oxidação do biocombustível (PINTO, 2018).

3 METODOLOGIA

Esta seção apresenta os procedimentos de cálculo empregados para a determinação das massas de ar e de combustível a serem injetadas na fornalha da caldeira, bem como o cálculo hidráulico utilizado no dimensionamento do ventilador e a descrição dos modelos adotados nas simulações.

3.1 BALANÇO ESTEQUIOMÉTRICO

O balanço estequiométrico constitui a etapa inicial da metodologia adotada neste trabalho, sendo responsável por determinar a quantidade teórica e real de ar necessária à combustão do cavaco de eucalipto, bem como a composição dos produtos formados no processo.

3.1.1 Caracterização elementar do combustível

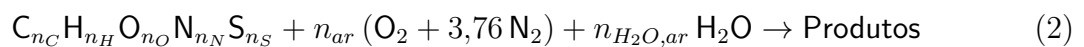
O cavaco de eucalipto é caracterizado a partir de sua análise elementar, considerando as frações mássicas de carbono (C), hidrogênio (H), oxigênio (O), nitrogênio (N) e enxofre (S). As frações mássicas são inicialmente normalizadas e, em seguida, convertidas para base molar, conforme a Equação (1).

$$n_i = \frac{P_i}{100 \cdot M_i} \quad (1)$$

onde n_i representa o número de kmol do elemento i por quilograma de combustível, P_i é a fração mássica percentual do elemento e M_i é sua massa molar.

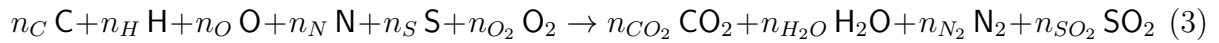
3.1.2 Equação global de combustão (equação de queima)

A combustão do cavaco de eucalipto é modelada por meio de uma reação global que representa a oxidação dos elementos constituintes do combustível na presença do oxigênio do ar atmosférico. A equação geral de queima pode ser expressa por:



Nesta formulação, o termo $(O_2 + 3,76 N_2)$ representa a composição média do ar seco em base molar, enquanto o termo adicional de vapor d'água corresponde à umidade do ar de combustão.

Para a combustão estequiométrica ideal, admite-se a oxidação completa dos elementos constituintes do combustível, considerando-se como produtos apenas dióxido de carbono (CO_2), vapor d'água (H_2O), nitrogênio molecular (N_2) e dióxido de enxofre (SO_2), resultando na seguinte equação simplificada:



3.1.3 Balanço estequiométrico dos elementos

A Equação (3) é resolvida a partir da conservação de massa de cada elemento químico, resultando nos seguintes balanços estequiométricos:

3.1.3.0.1 Carbono

$$n_C = n_{CO_2} \quad (4)$$

3.1.3.0.2 Hidrogênio

$$n_H + 2n_{H_2O,ar} = 2n_{H_2O} \quad (5)$$

3.1.3.0.3 Enxofre

$$n_S = n_{SO_2} \quad (6)$$

3.1.3.0.4 Nitrogênio

$$n_N + 2 \cdot 3,76 n_{O_2} = 2n_{N_2} \quad (7)$$

3.1.3.0.5 Oxigênio

$$n_O + 2n_{O_2} + n_{H_2O,ar} = 2n_{CO_2} + n_{H_2O} + 2n_{SO_2} \quad (8)$$

Essas equações permitem determinar a quantidade teórica de oxigênio necessária à combustão completa do combustível.

3.1.4 Excesso de ar

Em condições reais de operação, a combustão ocorre com excesso de ar, definido pelo fator β , conforme a Equação (9).

$$n_{O_2,real} = n_{O_2,esteq} \cdot \frac{\beta}{100} \quad (9)$$

A consideração do excesso de ar visa representar condições reais de operação do equipamento, garantindo a completa oxidação do combustível e influenciando diretamente a razão ar-combustível.

3.1.5 Consideração da umidade do ar

A umidade do ar de combustão é incorporada ao modelo por meio da razão de umidade, permitindo calcular a quantidade de vapor d'água associada ao ar admitido:

$$n_{H_2O,ar} = \frac{m_{H_2O,ar}}{M_{H_2O}} \quad (10)$$

Essa parcela contribui diretamente para os balanços de hidrogênio e oxigênio.

Ressalta-se que, neste trabalho, a análise da combustão é restrita à combustão completa e à determinação da razão ar-combustível e da vazão mássica de ar requerida.

3.2 BALANÇO DE ENERGIA DA CALDEIRA

O balanço de energia da caldeira constitui uma etapa fundamental para a determinação da vazão mássica de combustível e da vazão mássica de ar de combustão necessárias para atender à demanda térmica do sistema. A partir desse balanço, é possível relacionar o poder calorífico do cavaco de eucalipto com a potência térmica útil fornecida ao fluido de trabalho, considerando as perdas inerentes ao processo real de combustão e transferência de calor.

3.2.1 Hipóteses adotadas

Para a formulação do balanço energético, adotam-se as seguintes hipóteses simplificadoras, compatíveis com o modelo computacional desenvolvido:

- Regime permanente de operação;
- Combustão completa do combustível;

- Propriedades termodinâmicas constantes;
- Desprezo da variação de energia cinética e potencial;
- Perdas térmicas globais incorporadas por meio do rendimento térmico da caldeira.

3.2.2 Potência térmica fornecida pelo combustível

A potência térmica liberada pela combustão do cavaco é calculada a partir de sua vazão mássica e de seu poder calorífico inferior (PCI), conforme a Equação (11).

$$\dot{Q}_{\text{comb}} = \dot{m}_{\text{cavaco}} \cdot PCI \quad (11)$$

onde $\dot{Q}_{\text{comb}}$ é a potência térmica fornecida pelo combustível (kW), $\dot{m}_{\text{cavaco}}$ é a vazão mássica de cavaco (kg/s) e PCI é o poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg).

3.2.3 Rendimento térmico da caldeira

Nem toda a energia liberada na combustão é efetivamente transferida ao fluido de trabalho. Dessa forma, introduz-se o rendimento térmico global da caldeira, η , que relaciona a potência térmica útil com a potência térmica fornecida pelo combustível, conforme a Equação (12).

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \eta \cdot \dot{Q}_{\text{comb}} \quad (12)$$

onde $\dot{Q}_{\text{útil}}$ representa a potência térmica efetivamente transferida ao fluido de trabalho.

3.2.4 Balanço de energia no fluido de trabalho

A potência térmica útil é utilizada para promover a elevação de temperatura e/ou mudança de fase do fluido de trabalho da caldeira. Essa transferência de energia pode ser expressa por:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m}_f (h_{\text{saída}} - h_{\text{entrada}}) \quad (13)$$

em que $\dot{m}_f$ é a vazão mássica do fluido de trabalho (kg/s), h_{entrada} é a entalpia específica na entrada da caldeira (kJ/kg) e $h_{\text{saída}}$ é a entalpia específica na saída da caldeira (kJ/kg).

3.2.5 Determinação da vazão mássica de cavaco

Combinando as Equações (11), (12) e (13), obtém-se a expressão para o cálculo da vazão mássica de cavaco necessária para atender à carga térmica requerida:

$$\dot{m}_{\text{cavaco}} = \frac{\dot{m}_f (h_{\text{saída}} - h_{\text{entrada}})}{\eta \cdot PCI} \quad (14)$$

Essa equação evidencia que a vazão de combustível depende diretamente da demanda térmica do processo e do rendimento da caldeira, sendo, portanto, um parâmetro essencial para o dimensionamento do sistema de combustão.

3.2.6 Determinação do PCI do combustível

Para determinar o PCI, utilizou-se o calorímetro modelo IKA C200, apresentado na Figura 3.1, por meio do qual foi obtida a Equação 15 que correlaciona o PCI do combustível com o seu teor de umidade.

Figura 3.1 – Calorímetro modelo IKA C200.



Fonte: Autor, 2025.

$$PCI = 1000(-0,2098 \times \text{umidade} + 18,26) \quad (15)$$

3.2.7 Cálculo da vazão mássica de ar de combustão

Uma vez determinada a vazão mássica de combustível, a vazão mássica de ar é calculada com base no balanço estequiométrico da combustão. Inicialmente, determina-se a

quantidade teórica de oxigênio necessária à queima completa do cavaco de eucalipto, a partir da composição elementar do combustível.

A vazão molar teórica de oxigênio é então corrigida pela adoção de excesso de ar, definido pelo fator β , de modo a representar as condições reais de operação da caldeira. A partir disso, calcula-se a vazão molar real de ar admitido no sistema.

A conversão para vazão mássica de ar é realizada por meio da seguinte expressão:

$$\dot{m}_{ar} = \dot{n}_{ar} \cdot M_{ar} \quad (16)$$

em que $\dot{n}_{ar}$ é a vazão molar de ar de combustão e M_{ar} é a massa molar média do ar seco.

Quando considerada a umidade do ar, a parcela correspondente ao vapor d'água é incorporada à vazão total admitida, mantendo a coerência com os balanços de massa e energia previamente estabelecidos.

A metodologia adotada permite calcular de forma consistente os balanços estequiométrico e energético do sistema. O balanço de energia fornece a vazão mássica de combustível necessária para atender à demanda térmica da caldeira, enquanto o balanço estequiométrico define a quantidade de ar requerida para a combustão desse combustível, considerando as condições reais de operação.

Dessa forma, as vazões mássicas de cavaco de eucalipto e de ar de combustão obtidas representam condições fisicamente coerentes e compatíveis com a operação industrial da caldeira analisada, constituindo a base para etapas posteriores de dimensionamento e análise do sistema de insuflamento de ar.

3.3 MODELOS HIDRÁULICOS

O dimensionamento do sistema de insuflamento de ar da caldeira requer a aplicação de modelos hidráulicos capazes de descrever o escoamento do ar ao longo das tubulações, bem como as perdas de carga associadas aos elementos presentes no sistema, tais como dutos e orifícios de insuflamento. A partir dessas perdas, torna-se possível determinar a pressão total requerida e, consequentemente, selecionar o ventilador adequado para a operação do sistema.

Os modelos hidráulicos adotados neste trabalho baseiam-se na equação da conservação de energia aplicada a escoamentos internos incompressíveis, considerando o ar como fluido de trabalho em regime permanente.

3.3.1 Equação de energia

O escoamento do ar ao longo do sistema de insuflamento é descrito pela equação de energia na forma generalizada, conforme apresentada na Equação (17):

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + H_{\text{vent}} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + \sum h_{\text{perdas}} \quad (17)$$

em que P representa a pressão estática (Pa), ρ a massa específica do ar (kg/m^3), v a velocidade média do escoamento (m/s), z a cota geométrica (m), H_{vent} o ganho fornecido pelo ventilador (m) e $\sum h_{\text{perdas}}$ o somatório das perdas de carga distribuídas e localizadas ao longo do sistema.

Em sistemas de ventilação, o ganho do ventilador, pode ser representado por uma equação do segundo grau que depende da vazão do sistema mostrada na Equação (18)

$$H_{\text{vent}} = aQ^2 + bQ + c \quad (18)$$

3.3.2 Perdas de carga

3.3.2.1 Perda de carga nas tubulações

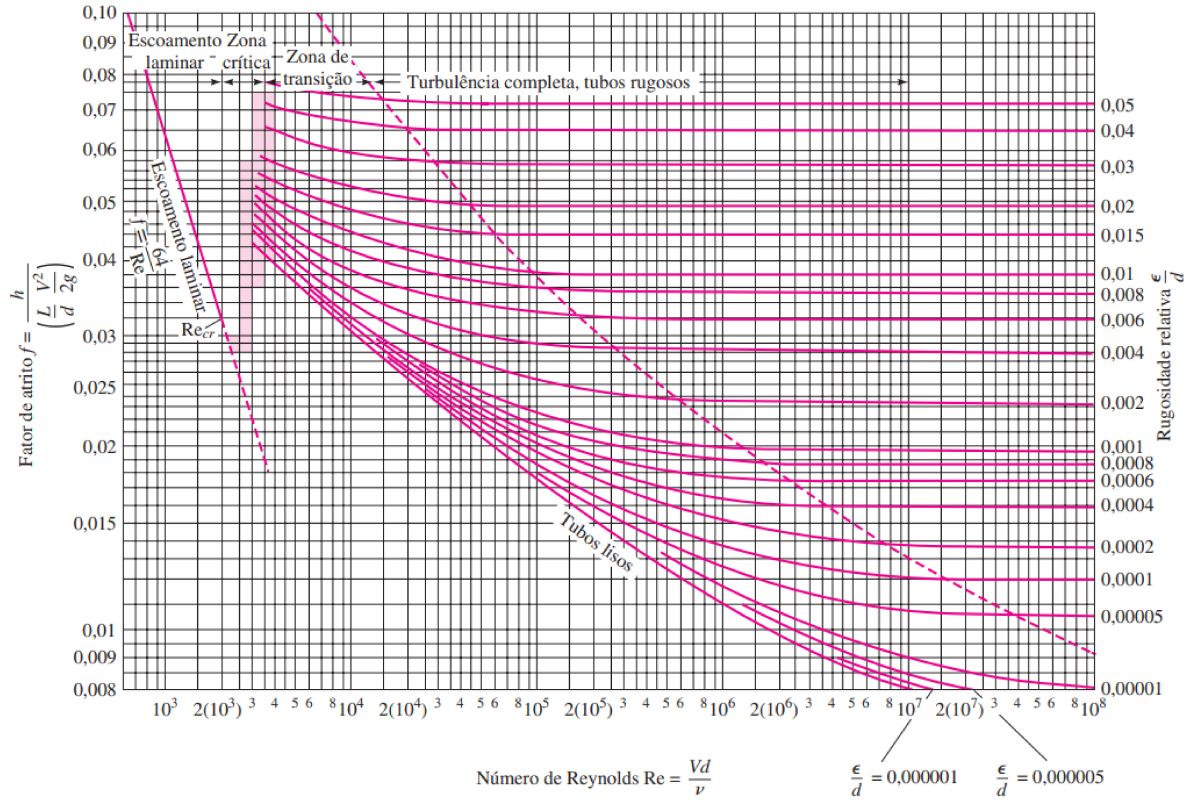
De acordo com White (2011), a perda de carga de uma tubulação é a dissipação de energia útil devido ao atrito. A relação entre a perda de carga e as características geométricas da tubulação é expressa pela equação de Darcy–Weisbach:

$$\Delta h_{\text{perdas}} = f \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g} \quad (19)$$

onde f é o fator de atrito adimensional, L é o comprimento da tubulação (m), d é o diâmetro interno do tubo (m), V é a velocidade média do fluido (m/s) e g é a aceleração da gravidade (m/s^2).

O fator de atrito depende do número de Reynolds, rugosidade da tubulação e diâmetro interno da tubulação. Esse fator pode ser obtido através do Diagrama de Moody mostrado na Figura 3.2.

Figura 3.2 – Diagrama de Moody.

Diagrama de Moody*

Fonte: White, 2011.

3.3.2.2 Perda de carga em orifícios

De acordo com Borges (2024), a caracterização hidráulica de orifícios utilizados em sistemas de ventilação pode ser realizada por meio do coeficiente de vazão K_v , o qual permite representar a perda de carga associada ao escoamento de ar através desses dispositivos. O autor recomenda o uso dessa abordagem para o cálculo do K_v de orifícios empregados na distribuição de ar, por se tratar de uma metodologia consolidada e compatível com normas técnicas aplicáveis a escoamentos gasosos.

A relação entre a vazão volumétrica de ar e a perda de carga no orifício é dada por:

$$Q = K_v \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho/1000}} \quad (20)$$

em que Q é a vazão volumétrica de ar, Δp é a perda de carga associada ao orifício, ρ é a massa específica do fluido e K_v é o coeficiente de vazão do dispositivo.

Conforme apresentado por Borges (2024), para orifícios circulares o coeficiente de vazão pode ser calculado diretamente em função da área do orifício, de acordo com a expressão:

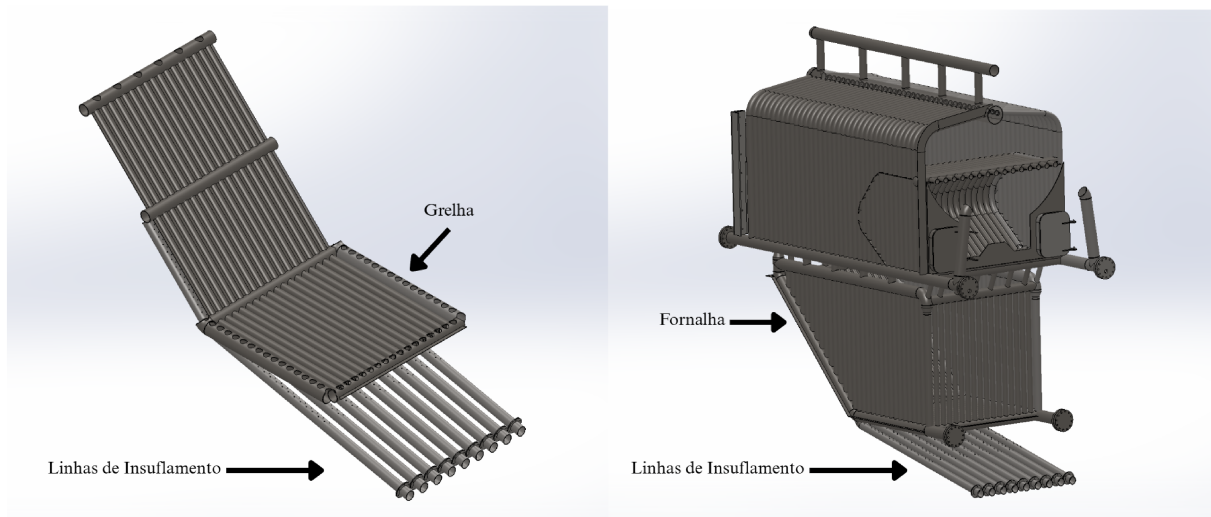
$$K_v = 41856,476 \cdot D^2 \quad (21)$$

sendo A a área do orifício. Essa formulação foi adotada neste trabalho para a determinação do K_v dos orifícios de distribuição de ar da fornalha, permitindo o cálculo das perdas de carga localizadas e sua incorporação ao modelo hidráulico global do sistema de insuflamento.

3.4 CASO ANALISADO

A caldeira analisada neste trabalho corresponde a uma unidade alimentada por cavaco de eucalipto, com capacidade nominal de produção de vapor de 10 toneladas por hora. A geração de vapor ocorre a partir da combustão do cavaco em uma fornalha de grelha fixa com sistema de insufladores localizados abaixo da grelha. Esse insuflador é constituído por 9 tubulações cada tubulação possuindo 66 orifícios de 1/2", conforme mostrado na Figura 3.3

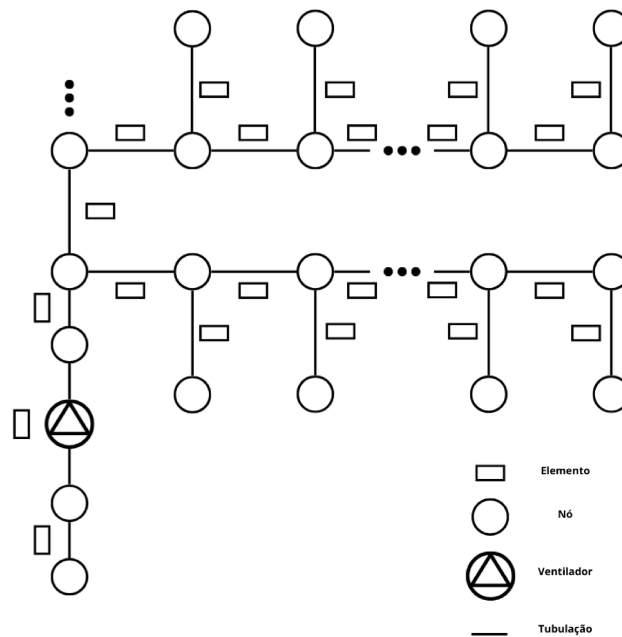
Figura 3.3 – Imagem lado a lado da grelha (esquerda) e montagem completa da fornalha (direita).



Fonte: Autor, 2025.

A partir desses dados, é possível elaborar o esquema simplificado apresentado na Figura 3.4, que representa o arranjo matemático dos elementos envolvidos no cálculo da pressão de trabalho do ventilador. Esse arranjo permite o correto dimensionamento do equipamento, assegurando que o ventilador seja capaz de atender às exigências de queima do combustível, bem como de superar todas as perdas de carga ao longo do sistema.

Figura 3.4 – Esquema simplificado dos nós necessários para resolver o sistema.

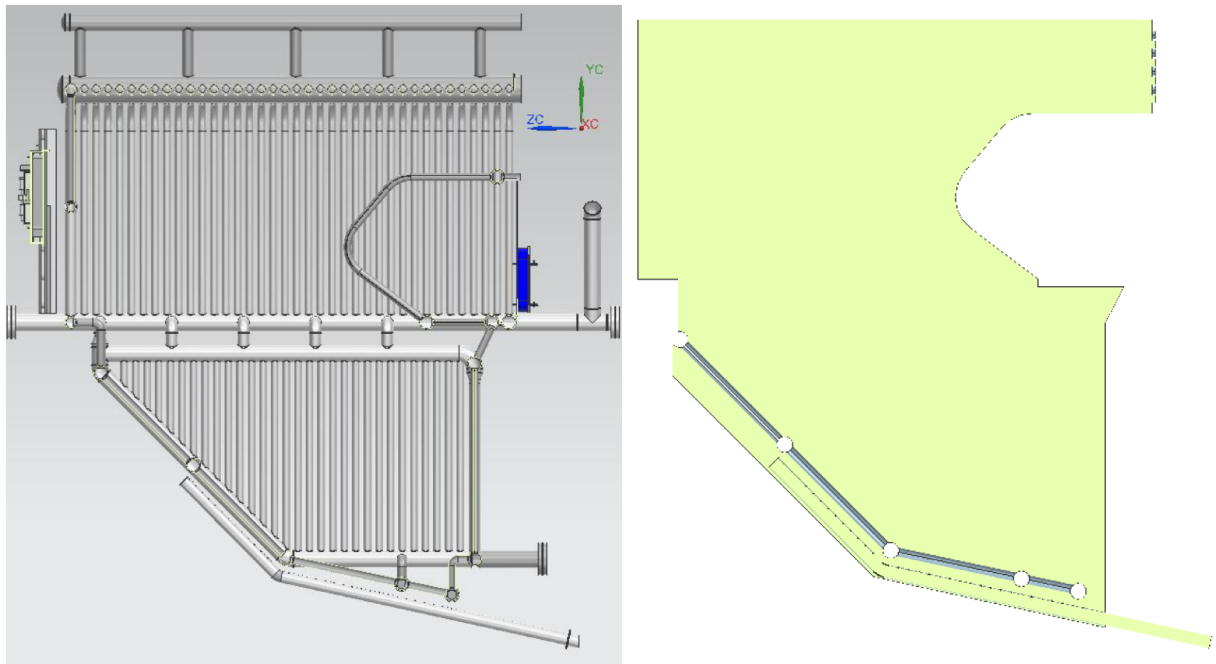


Fonte: Autor, 2025.

3.5 ANÁLISE CFD

A partir da massa de ar calculada, foi possível avaliar a distribuição e homogeneidade do fluxo de ar na fornalha. Para isso, o modelo tridimensional da fornalha foi importado para o software ANSYS®, no qual se realizou a extração do volume interno correspondente às nove linhas de insuflamento e aos respectivos orifícios responsáveis pela injeção de ar no sistema até a entrada da caldeira, a Figura 3.5 apresenta lado a lado o modelo tridimensional da fornalha analisada e o volume simplificado extraído para análise CFD. Após extrair o volume interno da fornalha foi desenvolvido um modelo de volumes finitos para a realização da simulação, utilizando o modelo de fechamento de turbulência SST $k-\omega$ formulado por Menter (1994)

Figura 3.5 – Vista lateral da fornalha (esquerda) e vista lateral do volume extraído para análise CFD (direita).



Fonte: Autor, 2025.

4 RESULTADOS

4.1 MASSA DE AR E COMBUSTÍVEL

Este capítulo apresenta os resultados obtidos a partir da aplicação da metodologia desenvolvida ao caso analisado, contemplando os balanços estequiométrico e energético, bem como o dimensionamento hidráulico do sistema de insuflamento de ar da caldeira alimentada por cavaco de eucalipto. Os resultados são discutidos de forma integrada, permitindo avaliar a coerência física dos valores obtidos e sua compatibilidade com a operação industrial do equipamento.

A partir da análise elementar do cavaco de eucalipto apresentada na Tabela 2.1, procedeu-se à normalização das frações mássicas e à conversão para base molar, conforme a Equação (1). Como resultado, obteve-se uma composição empírica do combustível representada pelos coeficientes molares n_C , n_H , n_O , n_N e n_S , cujos valores são apresentados a seguir: $n_C = 0,0433$, $n_H = 0,05952$, $n_O = 0,02588$, $n_N = 0,00035$ e $n_S = 0,000031$ kmol por quilograma de combustível.

Com base nessa composição, foi resolvida a equação global de combustão para condições estequiométricas ideais, aplicando-se os balanços de massa dos elementos carbono, hidrogênio, oxigênio, nitrogênio e enxofre. A partir desses balanços, determinou-se a quantidade teórica de oxigênio necessária para a combustão completa do cavaco de eucalipto, resultando em um consumo de $n_{O_2, \text{esteq}} = 0,04527$ kmol de O_2 por quilograma de combustível.

Considerando-se a adoção de um excesso de ar de $\beta = 20\%$, compatível com caldeiras de biomassa com grelha fixa, obteve-se a vazão molar real de oxigênio admitida no sistema. A partir da composição média do ar atmosférico, foi possível calcular a vazão molar total de ar de combustão, resultando em $\dot{n}_{\text{ar}} = 0,05433$ kmol/s para a condição nominal de operação da caldeira. A correspondente vazão mássica de ar foi determinada por meio da Equação (16), obtendo-se $\dot{m}_{\text{ar}} = 6,7$ kg/s.

No balanço energético da caldeira, adotou-se o poder calorífico inferior do cavaco de eucalipto correspondente ao teor de umidade de 40 %. A partir da Equação (15), o valor do PCI foi calculado como $PCI = 10256$ kJ/kg. Esse valor encontra-se em conformidade com dados experimentais e referências técnicas para biomassa florestal com características semelhantes.

Considerando a capacidade nominal de produção de vapor da caldeira, igual a 10 toneladas por hora, e as condições de entrada da água de 70°C, as entalpias específicas foram

obtidas a partir de tabelas de vapor, resultando em $h_{\text{entrada}} = 294 \text{ kJ/kg}$ e $h_{\text{saída}} = 2787 \text{ kJ/kg}$.

Adotando-se um rendimento térmico da fornalha igual a $\eta = 75\%$, foi possível determinar a potência térmica fornecida pelo combustível de 9,85 MW e consequentemente, a vazão mássica de cavaco necessária para atender à demanda energética do sistema. A aplicação da Equação (14) resultou em uma vazão mássica de cavaco de $\dot{m}_{\text{cavaco}} = 0,9 \text{ kg/s}$, obtendo uma relação ar/combustível de 7,44 kg/kg. Vale ressaltar que o valor calculado da potência térmica é crucial para determinar a quantidade máxima de emissão de poluentes da caldeira analisada, conforme mostrado pela Figura 4.1, apresentada na norma do COPAM - Conselho Estadual de Política Ambiental (2024).

Figura 4.1 – Condições e LME para processos de geração de calor a partir da combustão externa de derivados de madeira.

PRAZO PARA ATENDIMENTO	POTÊNCIA TÉRMICA NOMINAL (P)	CONDIÇÕES E LME (mg/Nm3, base seca, a 8% de O2)		
		MP (3)	NOx	CO
Geradores de calor existentes (1): NOx e CO - até 26/12/2016; MP- P ≤ 70MW, LME de 200 mg/Nm3 em vigor desde 10/01/1987, conforme DN COPAM nº.11, de 16/12/1986.	$P \leq 0,5 \text{ MW}$	200	NA	7.800
	$0,5 \text{ MW} < P \leq 2 \text{ MW}$	200	NA	3.900
	$2 \text{ MW} < P \leq 10 \text{ MW}$	200	NA	3.250
	$10 \text{ MW} < P \leq 50,0 \text{ MW}$	200	650	NA
	$P > 50 \text{ MW}$	200	650	NA
Geradores de calor novos: (2) a partir da entrada em operação.	$P \leq 0,05 \text{ MW}$	200	NA	6.500
	$0,05 \text{ MW} < P \leq 0,15 \text{ MW}$	200	NA	3.250
	$0,15 \text{ MW} < P \leq 1,0 \text{ MW}$	200	NA	1.700
	$1,0 \text{ MW} < P < 10,0 \text{ MW}$	200	NA	1.300
	$10 \text{ MW} \leq P < 30 \text{ MW}$	200	650	NA
	$30 \text{ MW} \leq P \leq 70 \text{ MW}$	200	650	NA
	$P > 70 \text{ MW}$	130	650	NA

Fonte: COPAM 253, 2024.

4.2 DIMENSIONAMENTO DO VENTILADOR

A partir da vazão mássica de ar de 6,7 kg/s, determinada na Seção 4.1, procedeu-se ao cálculo da altura manométrica requerida de projeto do sistema de insuflamento de ar. Para tal finalidade, foram aplicadas as equações dos modelos hidráulicos apresentados na Seção 3.3, considerando-se escoamento permanente, monofásico e incompressível ao longo dos dutos, do manifold de distribuição, das linhas de insuflamento e dos orifícios de entrada da fornalha.

A altura manométrica requerida foi determinada com base na Equação de Energia,

conforme expressa pela Equação (17), na qual a perda de carga total do sistema é função direta das propriedades geométricas e hidráulicas dos elementos que compõem o escoamento. As perdas de carga distribuídas nos dutos das linhas de insuflamento e no manifold foram avaliadas por meio da equação de Darcy–Weisbach, apresentada na Equação (19), considerando os comprimentos equivalentes e os fatores de atrito correspondentes a cada trecho.

As perdas de carga localizadas associadas aos orifícios de insuflamento foram caracterizadas por meio do coeficiente de vazão K_v . Conforme recomendado por Borges (2024), o valor de K_v foi determinado em função do diâmetro nominal de 1/2" dos orifícios, utilizando a Equação (20), resultando em um coeficiente de vazão igual a

$$K_v = 6,751 \text{ m}^3/\text{h}/\text{bar}^{0,5}.$$

Dessa forma, a modelagem hidráulica do sistema resultou em um sistema linear de equações, resolvido de acordo com o esquema matemático apresentado na Figura 3.4. A partir da solução desse sistema, obteve-se a altura manométrica requerida de projeto do ventilador de insuflamento, cujo valor calculado foi de 361,4 mmca.

4.2.1 Seleção do ventilador

A seleção do ventilador de insuflamento foi realizada a partir da vazão de ar requerida e da altura manométrica de projeto determinada na seção anterior, de modo a garantir o atendimento às condições operacionais do sistema de combustão. A escolha do equipamento baseou-se na análise da curva característica do ventilador fornecida pelo fabricante, considerando a faixa de operação contínua e estável do equipamento.

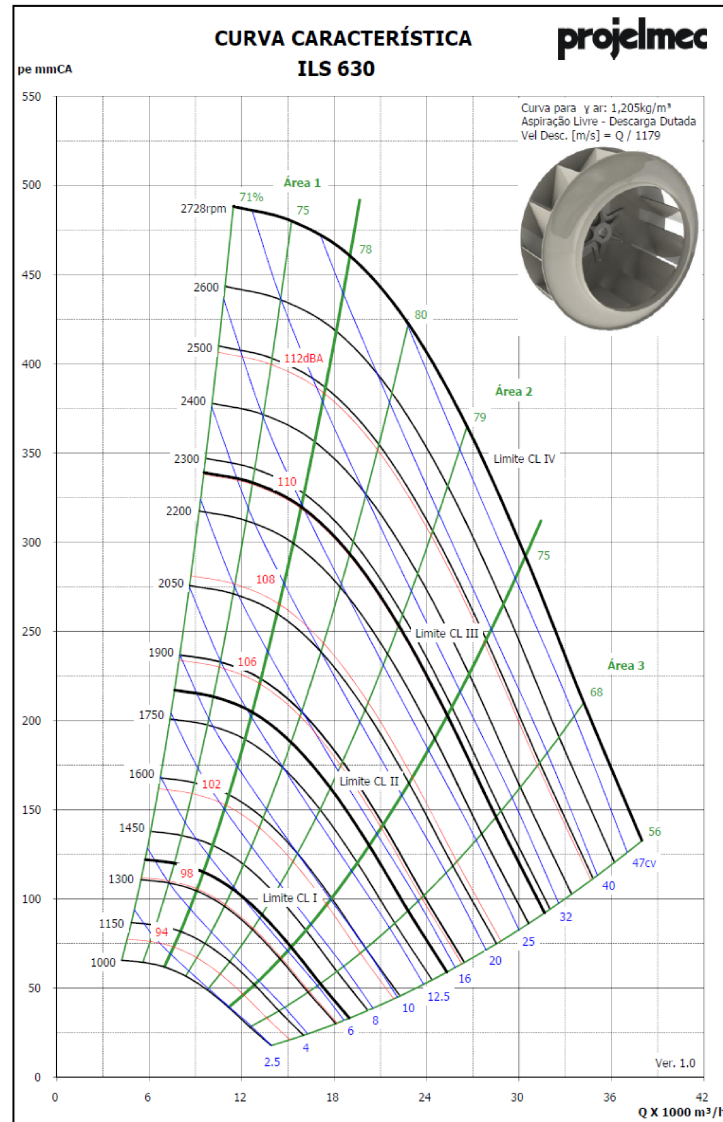
A curva característica do ventilador selecionado foi obtida a partir de dados de catálogo e ajustada por meio de regressão polinomial, resultando na relação entre a altura manométrica fornecida e a vazão volumétrica expressa pela Equação (22):

$$H_{\text{vent}} = 1,653 \cdot 10^{-6} Q^2 + 1,953 \cdot 10^{-2} Q + 450,1 \quad (22)$$

em que Q representa a vazão volumétrica de ar, em m^3/h , e H_{vent} a altura manométrica fornecida pelo ventilador, em mmca.

A Figura 4.2 apresenta a curva característica do ventilador selecionado.

Figura 4.2 – Curva característica do ventilador selecionado.



Fonte: Projelmec, 2025.

a partir da curva e o sistema de equações utilizado anteriormente pode-se determinar a vazão real do sistema de insuflamento da fornalha:

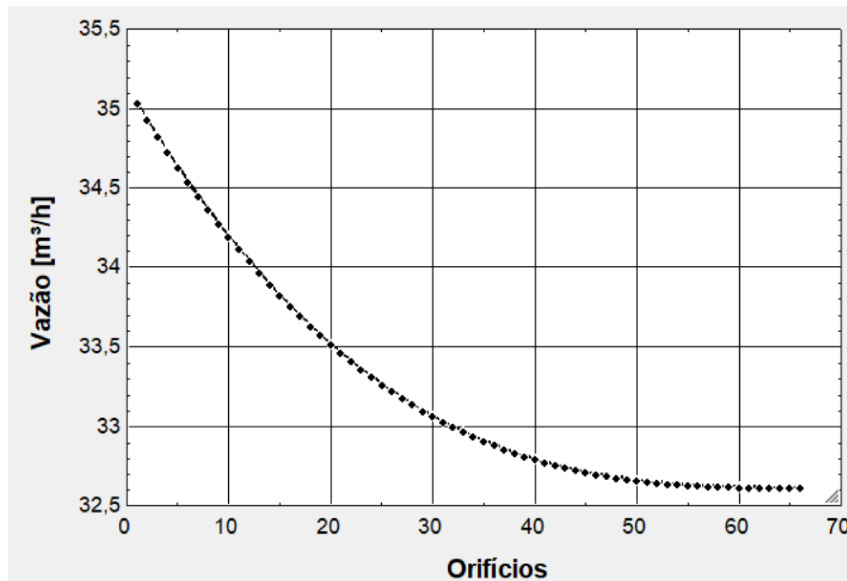
$$Q_{\text{vent}} = 19754 \text{ Nm}^3/\text{h},$$

além do H de operação do ventilador:

$$H_{\text{op}} = 372,8 \text{ mmca.}$$

Também foi possível extrair a vazão real por orifício das 9 linhas de insuflamento presentes na fornalha conforme a Figura 4.3

Figura 4.3 – Vazão por orifício.



Fonte: Autor, 2025.

4.3 RESULTADOS DA ANÁLISE DE CFD

A partir da massa de ar determinada nos balanços estequiométricos, realizou-se uma análise qualitativa da distribuição do fluxo no interior da fornalha através da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD). Esta etapa é crucial para identificar regiões de baixa movimentação de ar que podem resultar em uma combustão incompleta do combustível.

4.3.1 Condições de Contorno

As condições de operação configuradas para o modelo foram:

- **Vazão mássica de ar:** 23.854 kg/h;
- **Temperatura do ar:** 70°C;
- **Pressão de saída:** -8 mmca.

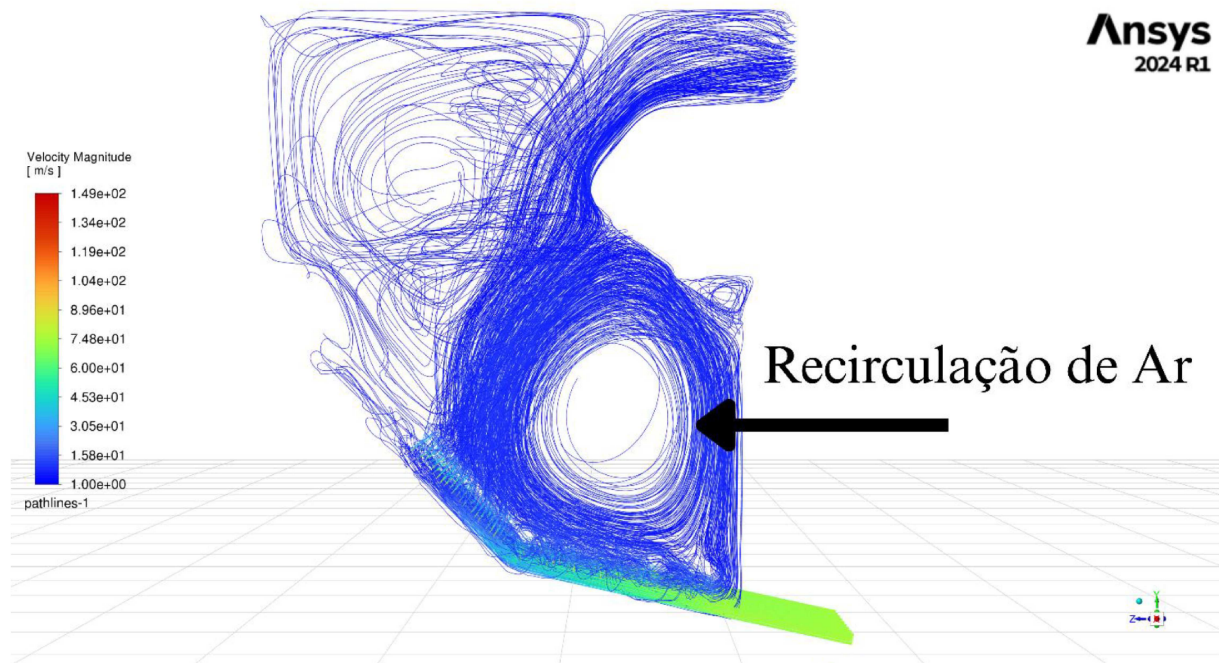
4.3.2 Distribuição do Escoamento e Recirculação

A análise das linhas de fluxo permitiu avaliar a homogeneidade da distribuição de ar pela grelha da fornalha. Observou-se que na região central da câmara ocorre uma zona de baixa movimentação de ar, acompanhada por um fenômeno de recirculação (Figura 4.4).

Esta recirculação é atribuída a dois fatores principais: a angulação das tubulações de insuflamento e a perda de carga significativa gerada pelo contato da massa de ar com as tubulações da grelha fixa, que sustentam o leito de cavaco (Figura 4.5). Além disso, notou-se

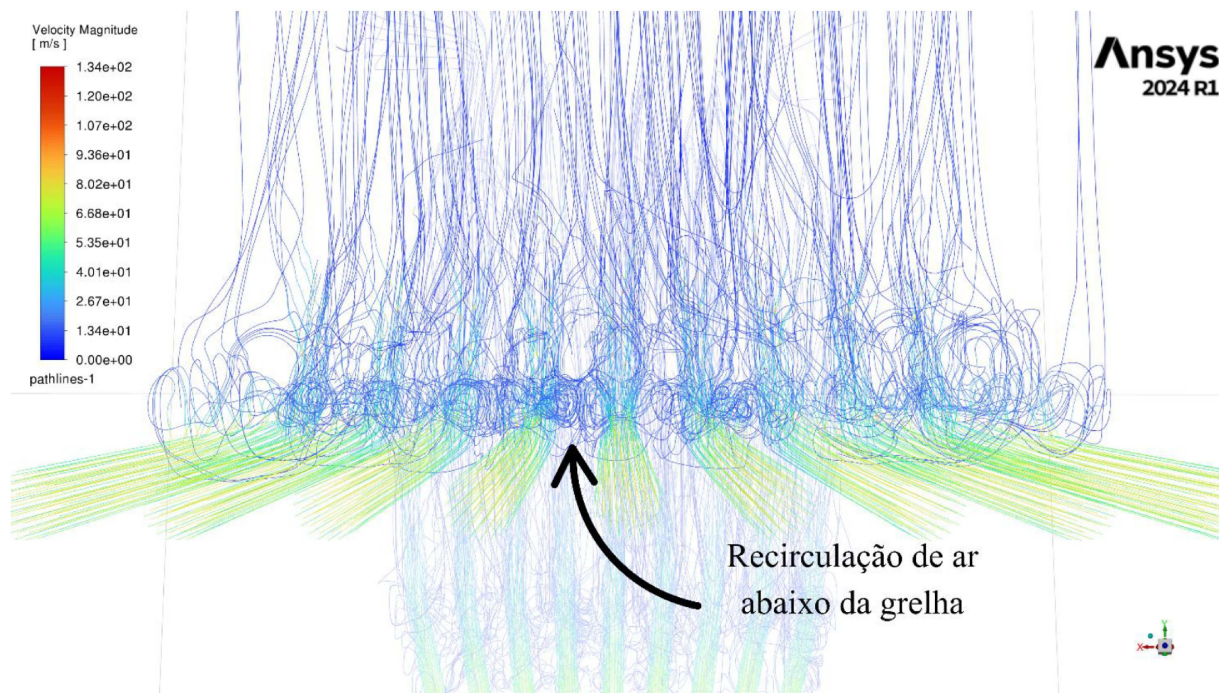
uma recirculação específica abaixo da grelha, causada por parte da massa de ar que colide com a estrutura antes de penetrar no leito de combustão.

Figura 4.4 – Linhas de fluxo coloridas por magnitude de velocidade evidenciando a zona de recirculação central.



Fonte: Autor, 2025.

Figura 4.5 – Detalhe da saída de ar pelos orifícios e recirculação abaixo da grelha.



Fonte: Autor, 2025.

4.3.3 Quantificação da Perda de Carga

Além da análise visual, a simulação numérica possibilitou quantificar a resistência imposta pela geometria do sistema ao escoamento. A perda de carga especificamente associada à grelha fixa foi determinada como sendo de $3233,60 \text{ Pa}$.

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo principal o dimensionamento e a modelagem de um sistema de insuflamento de ar destinado à otimização do processo de combustão em uma fornalha alimentada com cavaco de eucalipto, contemplando desde a determinação da demanda de ar de combustão até a análise hidráulica do sistema e a avaliação do escoamento por meio de simulações computacionais.

Inicialmente, foi realizado o balanço estequiométrico da combustão do cavaco de eucalipto, a partir da caracterização elementar do combustível, permitindo a determinação da quantidade teórica e real de ar necessária ao processo. A adoção de um coeficiente de excesso de ar mostrou-se fundamental para garantir a completude da queima e a estabilidade operacional da fornalha, refletindo práticas consagradas na literatura técnica e industrial.

Na sequência, procedeu-se ao cálculo hidráulico do sistema de insuflamento, considerando o escoamento do ar ao longo dos dutos, manifolds, linhas de distribuição e orifícios de entrada na fornalha. As perdas de carga distribuídas e localizadas foram devidamente quantificadas com base em modelos clássicos da mecânica dos fluidos, possibilitando a determinação da altura manométrica total requerida para o correto dimensionamento do ventilador. Os resultados obtidos evidenciam a influência significativa dos orifícios de insuflamento e das singularidades geométricas no desempenho global do sistema.

Com base na vazão mássica de ar e na altura manométrica calculadas, foi possível estabelecer os parâmetros de projeto do ventilador, assegurando sua adequação às condições operacionais da fornalha. A metodologia adotada demonstrou-se consistente e coerente, permitindo a integração entre os modelos teóricos e as exigências práticas do sistema analisado.

Adicionalmente, foram realizadas simulações numéricas computacionais utilizando ferramentas de dinâmica dos fluidos computacional (CFD), com o objetivo de analisar o comportamento do escoamento de ar no interior do sistema de insuflamento e na região da fornalha. As simulações permitiram avaliar a distribuição de velocidades, pressões e padrões de escoamento, contribuindo para a validação qualitativa dos modelos hidráulicos empregados e para a identificação de possíveis melhorias no arranjo geométrico do sistema.

Dessa forma, os resultados obtidos ao longo deste trabalho indicam que o sistema de insuflamento dimensionado atende aos requisitos de vazão e pressão necessários para a operação adequada da fornalha, favorecendo a otimização do processo de combustão do cavaco de madeira. A metodologia apresentada pode ser aplicada a sistemas similares, servindo como referência para projetos de insuflamento de ar em unidades de geração térmica que utilizem

biomassa como combustível.

Como sugestões para trabalhos futuros, recomenda-se a realização de análises experimentais para validação quantitativa dos resultados numéricos, bem como a investigação do impacto de diferentes configurações de orifícios e estratégias de distribuição de ar sobre a eficiência da combustão e a formação de emissões. Além disso, em futuros trabalhos, pode-se adicionar o cálculo da estimativa de poluentes no algoritmo. A inclusão de modelos reativos nas simulações CFD também se apresenta como uma possibilidade relevante para aprofundar a compreensão do fenômeno de queima no interior da fornalha..

REFERÊNCIAS

BAZZO, E. **Geração de vapor**. 2. ed. revista e ampliada. ed. Florianópolis, SC: Editora da UFSC, 1995.

BORGES, V. L. **Notas de Aula: Ventilação Industrial - Parte I**. Uberlândia, MG, 2024. Última atualização em 16/12/2024.

CONAMA - Conselho Nacional do Meio Ambiente. **Resolução n.º 382, de 26 de dezembro de 2006**. Brasília, DF: Diário Oficial da União, 2006.

COPAM - Conselho Estadual de Política Ambiental. **Deliberação Normativa COPAM nº 253, de 26 de setembro de 2024**. Belo Horizonte, 2024.

CORTEZ, L. A. B.; LORA, E. E. S.; GÓMEZ, E. O. **Biomassa para energia**. 3. ed. Campinas, SP: Editora da Unicamp, 2008.

IBITOYE, S. E.; MAHAMOOD, R. M.; JEN, T.-C.; LOHA, C.; AKINLABI, E. T. An overview of biomass solid fuels: Biomass sources, processing methods, and morphological and microstructural properties. **Journal of Bioresources and Bioproducts**, Elsevier B.V. on behalf of KeAi Communications Co. Ltd., Amsterdam, v. 8, p. 333–360, 2023. ISSN 2369-9698. Disponível em: ScienceDirect. Acesso em: 27 out. 2025. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.jobab.2023.09.005>>.

JENKINS, B. M.; BAXTER, L. L.; MILES, T. R. J.; MILES, T. R. Combustion properties of biomass. **Fuel Processing Technology**, Elsevier Science B.V., Amsterdam, v. 54, p. 17–46, 1998. ISSN 0378-3820. Disponível em: ScienceDirect. Acesso em: 27 out. 2025. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/S0378-3820\(97\)00059-3](https://doi.org/10.1016/S0378-3820(97)00059-3)>.

MARTINELLI, L. C. **Geradores de Vapor: Recepção, Operação e Medidas de Segurança**. Ijuí, RS: Editora Unijuí, 1998. 76 p.

MCKENDRY, P. Energy production from biomass (part 1): overview of biomass. **Bioresource Technology**, Elsevier Science Ltd., Oxford, v. 83, n. 1, p. 37–46, 2002. ISSN 0960-8524. Disponível em: ScienceDirect. Acesso em: 27 out. 2025. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/S0960-8524\(01\)00118-3](https://doi.org/10.1016/S0960-8524(01)00118-3)>.

MENTER, F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. **AIAA Journal**, v. 32, n. 8, p. 1598–1605, 1994.

NEIVA, P. S. **Capacidade térmica e poder calorífico de biomassa**. 83 p. Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Química)), Uberaba, MG, 2018. Orientador: Prof. Dr. José Roberto Delalibera Finzer. Disponível em: <<https://dspace.uniube.br:8443/handle/123456789/1091>>.

PAGNOSSIN, J. Z. R. d. S. Tiragem. Brasil. 2008.

PERA, H. **Geradores de Vapor**: Um compêndio sobre conversão de energia com vistas à preservação da ecologia. 2. ed. [S.l.]: Editora Fama, 1990.

PEREIRA, B. M.; CONCEICAO, G. J. d.; ARAUJO, S. d. L.; PROTAZIO, L. B.; GIMENEZ, G. G.; VIDAURRE, G. B. Determinação da densidade básica de cavacos de eucalipto para a produção de painéis. **Revista Científica de Ciências Florestais e da Madeira**, Universidade Federal do Espírito Santo, Jerônimo Monteiro, ES, p. 1–10, 2023. Disponível em: www.editoracientifica.com.br. Acesso em: 27 out. 2025. Disponível em: <<https://www.editoracientifica.com.br/artigos/cavacos-de-madeira-caracteristicas-aplicacoes-e-avancos-de-pesquisa-no-brasil>>.

PINTO, R. S. S. d. A. S. **Seleção de ventiladores para uma caldeira alimentada a biomassa**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química – Ramo Energia e Biorrefinaria), 2018.

REN21 Secretariat. **Renewables 2014 Global Status Report**. Paris, 2014. Disponível em: www.ren21.net. Acesso em: 27 out. 2025. Disponível em: <<https://www.ren21.net/reports/global-status-report/>>.

Ross. **Wood Handbook: Wood as an Engineering Material**. Centennial edition. Madison, Wisconsin: United States Department of Agriculture, Forest Service, Forest Products Laboratory, 2010. 508 p. (General Technical Report FPL–GTR–190). Disponível em: www.fpl.fs.usda.gov. Acesso em: 27 out. 2025. ISBN 978-1-60107-177-6. Disponível em: <https://www.fpl.fs.usda.gov/documnts/fplgtr/fpl_gtr190.pdf>.

SINGH, N. B.; KUMAR, A.; RAI, S. Potential production of bioenergy from biomass in an indian perspective. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier Ltd., Amsterdam, v. 39, p. 65–78, 2014. ISSN 1364-0321. Disponível em: ScienceDirect. Acesso em: 27 out. 2025. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.110>>.

WHITE, F. M. **Mecânica dos Fluidos**. 6. ed. Porto Alegre: AMGH Editora, 2011. ISBN 978-85-8055-009-2.

APÊNDICE A – CÓDIGO UTILIZADO PARA CÁLCULO DA QUEIMA ESTEQUIOMÉTRICA DO CAVACO DE EUCALIPTO

```
1 $keyboardUS
2 "cavaco de eucalipto - Anlise elementar"
3 a_e[1] = 52
4 a_e[2] = 6
5 a_e[3] = 41.4
6 a_e[4] = 0.5
7 a_e[5] = 0.1
8 Duplicate i=1,5
9     ne[i]=0.01*a_e[i]/Me[i]
10 End
11 "Massa molar:"
12 "carbono"      Me[1]=12.01
13 "hidrogenio"   Me[2]=1.008
14 "oxigenio"     Me[3]=16.00
15 "nitrogenio"   Me[4]=14.01
16 "enxofre"      Me[5]=32.07
17 "balano estequiometrico"
18 "ne[1]C+ne[2]H+ne[3]O+ne[4]N+ne[5]S+ne[14](O2+3.76N2)+ne[15]H2O->
19 ns[1]CO2+ns[2]H2O+ns[3]N2+ns[4]SO2"
20 "carbono"
21 ne[1]=ns[1]
22 "hidrogenio"
23 ne[2]+2*ne[15]=2*ns[2]
24 "nitrogenio"
25 ne[4]+3.76*2*ne[14]=2*ns[3]
26 "oxigenio"
27 ne[3]+2*ne[14]+ne[15]=2*ns[1]+ns[2]+2*ns[4]
28 "enxofre"
29 ne[5]=ns[4]
30 beta=20
31 ne|star[14]=ne[14]*(beta/100)
32 T_ar=30
33 rh=60
34 omega=humrat(AirH2O,T=T_ar+273.15,R=rh/100,P=Po#)
35 omega=m_agua/(ne|star[14]*MolarMass(Air))
36 ne[15]=m_agua/MolarMass(H2O)
```

```

37 R=((ne|star[14]*(MolarMass(O2)+3.76*MolarMass(N2)))+ne[15]*MolarMass(H2O))/sum(
    ne[i]*Me[i],i=1,5)
38 T_ERP=0+273.15
39 y_ar=ne|star[14]/(ne|star[14]+ne[15])
40 y_H2Oar=ne[15]/(ne|star[14]+ne[15])
41 rhoar=y_ar*(0.21*Density(O2,T=T_ERP,P=Po#)*MolarMass(O2)+0.79*Density(N2,T=
    T_ERP,P=Po#)*MolarMass(N2))+y_H2Oar*Density(H2O,T=T_ERP,P=Po#)*MolarMass(
    H2O)
42 rhoar=m_ar/Qar_Nm3h
43 "!carbono"
44 C|star=ne[1]
45 "!hidrogenio"
46 H|star=ne[2]+2*ne[15]
47 "!nitrogenio"
48 N|star=ne[4]+3.76*2*ne|star[14]
49 "!oxigenio"
50 O|star=ne[3]+2*ne|star[14]+ne[15]
51 "!enxofre"
52 S|star=ne[5]
53 umidade = 40
54 a[2]=(-0.2304-0.2292-0.1699)/3
55 a[1]=(18.285+18.754+18.908)/3
56 PCI=1000*(a[2]*umidade+a[1])
57 T1=60
58 P1=12
59 P2=P1
60 h1=Enthalpy(Water,T=T1+273.15,P=P1+1)/MolarMass(H2O)
61 h2=Enthalpy(Water,x=1,P=P2+1)/MolarMass(H2O)
62 "massa de combustivel necessario e massa de fumos"
63 eta=0.75
64 m_vapor=12          "tonne/h"
65 (m_cavaco/3600)*PCI*(eta/100)=(m_vapor*(1000/3600))*(h2-h1)
66 m_fumos=m_cavaco*(1+R)
67 m_ar=R*m_cavaco

```

APÊNDICE B – CÓDIGO UTILIZADO PARA CÁLCULO HIDRÁULICO DAS LINHAS DE INSUFLAMENTO

```
1 $keyboard US
2 "Dados de entrada do ar e tubulao"
3 T[1] = 30
4 P[1] = 1
5 e = 5.186e-05
6 nu = kinematicviscosity(Air_ha, T=T[1],P=P[1])
7 "Kv dos orificios"
8 kv_orificio = 41856.476*(D_orificio)^2
9 D_orificio = 12.5e-03
10 D_tubo_menor = 0.0889
11 D_tubo_maior = 0.22
12 "Equao Ventilador"
13 a[3]=-1.653310e-06
14 a[2]=1.953040e-02
15 a[1]=4.501008e+02
16 "Foi considerada cota igual a 0"
17 "Comprimentos"
18 L_d = 1.770/9
19 L_i =3.991
20 L_o = 0.075
21 L_tubogrande = 1
22 "Ventilador"
23 f_tubogrande = moodychart((4*Q)/(pi#*D_tubo_maior*nu), e/D_tubo_maior)
24 H - f_tubogrande*(L_tubogrande/D_tubo_maior)*(8*Q^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_maior^4)
    +(a[3]*Q^2+a[2]*Q+a[1]) = HD1
25 "Linha 1"
26 f_hd1 = moodychart((4*Q_l1[1])/(pi#*D_tubo_menor*nu), e/D_tubo_menor)
27 HD1 - f_hd1*(L_i/D_tubo_menor)*(8*Q_l1[1]^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_menor^4) = H_l1
    [1]
28 DUPLICATE i = 1,66
29 H_l1[i] - (132.154e06*(Q_o1[i]/kv_orificio)^2) = H_o1[i]
30 end
31 DUPLICATE i = 1,65
32 f_l1[i] = moodychart((4*Q_l1[i+1])/(pi#*D_tubo_menor*nu), e/D_tubo_menor)
33 H_l1[i] - f_l1[i]*(L_o/D_tubo_menor)*(8*Q_l1[i+1]^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_menor^4)
    = H_l1[i+1]
34 end
```

```

35 "Linha 2"
36 f_i[1] = moodychart((4*QD1)/(pi#*D_tubo_maior*nu), e/D_tubo_maior)
37 HD1 - f_i[1]*(L_d/D_tubo_maior)*(8*QD1^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_maior^4) = HD2
38 f_hd2 = moodychart((4*Q_l2[1])/(pi#*D_tubo_menor*nu), e/D_tubo_menor)
39 HD2 - f_hd2*(L_i/D_tubo_menor)*(8*Q_l2[1]^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_menor^4) = H_l2
    [1]
40 DUPLICATE i = 1,66
41 H_l2[i] - (132.154e06*(Q_o2[i]/kv_orificio)^2)=H_o2[i]
42 end
43 DUPLICATE i = 1,65
44 f_l2[i] = moodychart((4*Q_l2[i+1])/(pi#*D_tubo_menor*nu), e/D_tubo_menor)
45 H_l2[i] - f_l2[i]*(L_o/D_tubo_menor)*(8*Q_l2[i+1]^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_menor^4)
    = H_l2[i+1]
46 end
47 "Linha 3"
48 f_i[2] = moodychart((4*QD2)/(pi#*D_tubo_maior*nu), e/D_tubo_maior)
49 HD2 - f_i[2]*(L_d/D_tubo_maior)*(8*QD2^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_maior^4) = HD3
50 f_hd3 = moodychart((4*Q_l3[1])/(pi#*D_tubo_menor*nu), e/D_tubo_menor)
51 HD3 - f_hd3*(L_i/D_tubo_menor)*(8*Q_l3[1]^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_menor^4) = H_l3
    [1]
52 DUPLICATE i = 1,66
53 H_l3[i] - (132.154e06*(Q_o3[i]/kv_orificio)^2)=H_o3[i]
54 end
55 DUPLICATE i = 1,65
56 f_l3[i] = moodychart((4*Q_l3[i+1])/(pi#*D_tubo_menor*nu), e/D_tubo_menor)
57 H_l3[i] - f_l3[i]*(L_o/D_tubo_menor)*(8*Q_l3[i+1]^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_menor^4)
    = H_l3[i+1]
58 end
59 "Linha 4"
60 f_i[3] = moodychart((4*QD3)/(pi#*D_tubo_maior*nu), e/D_tubo_maior)
61 HD3 - f_i[3]*(L_d/D_tubo_maior)*(8*QD3^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_maior^4) = HD4
62 f_hd4 = moodychart((4*Q_l4[1])/(pi#*D_tubo_menor*nu), e/D_tubo_menor)
63 HD4 - f_hd4*(L_i/D_tubo_menor)*(8*Q_l4[1]^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_menor^4) = H_l4
    [1]
64 DUPLICATE i = 1,66
65 H_l4[i] - (132.154e06*(Q_o4[i]/kv_orificio)^2)=H_o4[i]
66 end
67 DUPLICATE i = 1,65
68 f_l4[i] = moodychart((4*Q_l4[i+1])/(pi#*D_tubo_menor*nu), e/D_tubo_menor)
69 H_l4[i] - f_l4[i]*(L_o/D_tubo_menor)*(8*Q_l4[i+1]^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_menor^4)
    = H_l4[i+1]

```



```

70 end
71 "Linha 5"
72 f_i[4] = moodychart((4*QD4)/(pi#*D_tubo_maior*nu), e/D_tubo_maior)
73 HD4 - f_i[4]*(L_d/D_tubo_maior)*(8*QD4^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_maior^4) = HD5
74 f_hd5 = moodychart((4*Q_l5[1])/(pi#*D_tubo_menor*nu), e/D_tubo_menor)
75 HD5 - f_hd5*(L_i/D_tubo_menor)*(8*Q_l5[1]^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_menor^4) = H_l5
    [1]
76 DUPLICATE i = 1,66
77 H_l5[i] - (132.154e06*(Q_o5[i]/kv_orificio)^2)=H_o5[i]
78 end
79 DUPLICATE i = 1,65
80 f_l5[i] = moodychart((4*Q_l5[i+1])/(pi#*D_tubo_menor*nu), e/D_tubo_menor)
81 H_l5[i] - f_l5[i]*(L_o/D_tubo_menor)*(8*Q_l5[i+1]^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_menor^4)
    = H_l5[i+1]
82 end
83 "Linha 6"
84 f_i[5] = moodychart((4*QD4)/(pi#*D_tubo_maior*nu), e/D_tubo_maior)
85 HD5 - f_i[5]*(L_d/D_tubo_maior)*(8*QD4^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_maior^4) = HD6
86 f_hd6 = moodychart((4*Q_l6[1])/(pi#*D_tubo_menor*nu), e/D_tubo_menor)
87 HD6 - f_hd6*(L_i/D_tubo_menor)*(8*Q_l6[1]^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_menor^4) = H_l6
    [1]
88 DUPLICATE i = 1,66
89 H_l6[i] - (132.154e06*(Q_o6[i]/kv_orificio)^2)=H_o6[i]
90 end
91 DUPLICATE i = 1,65
92 f_l6[i] = moodychart((4*Q_l6[i+1])/(pi#*D_tubo_menor*nu), e/D_tubo_menor)
93 H_l6[i] - f_l6[i]*(L_o/D_tubo_menor)*(8*Q_l6[i+1]^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_menor^4)
    = H_l6[i+1]
94 end
95 "Linha 7"
96 f_i[6] = moodychart((4*QD4)/(pi#*D_tubo_maior*nu), e/D_tubo_maior)
97 HD6 - f_i[6]*(L_d/D_tubo_maior)*(8*QD4^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_maior^4) = HD7
98 f_hd7 = moodychart((4*Q_l7[1])/(pi#*D_tubo_menor*nu), e/D_tubo_menor)
99 HD7 - f_hd7*(L_i/D_tubo_menor)*(8*Q_l7[1]^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_menor^4) = H_l7
    [1]
100 DUPLICATE i = 1,66
101 H_l7[i] - (132.154e06*(Q_o7[i]/kv_orificio)^2)=H_o7[i]
102 end
103 DUPLICATE i = 1,65
104 f_l7[i] = moodychart((4*Q_l7[i+1])/(pi#*D_tubo_menor*nu), e/D_tubo_menor)

```

```

105 H_17[i] - f_17[i]*(L_o/D_tubo_menor)*(8*Q_17[i+1]^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_menor^4)
      = H_17[i+1]
106 end
107 "Linha 8"
108 f_i[7] = moodychart((4*QD4)/(pi#*D_tubo_maior*nu), e/D_tubo_maior)
109 HD7 - f_i[7]*(L_d/D_tubo_maior)*(8*QD4^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_maior^4) = HD8
110 f_hd8 = moodychart((4*Q_18[1])/(pi#*D_tubo_menor*nu), e/D_tubo_menor)
111 HD8 - f_hd8*(L_i/D_tubo_menor)*(8*Q_18[1]^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_menor^4) = H_18
      [1]
112 DUPLICATE i = 1,66
113 H_18[i] - (132.154e06*(Q_o8[i]/kv_orificio)^2)=H_o8[i]
114 end
115 DUPLICATE i = 1,65
116 f_18[i] = moodychart((4*Q_18[i+1])/(pi#*D_tubo_menor*nu), e/D_tubo_menor)
117 H_18[i] - f_18[i]*(L_o/D_tubo_menor)*(8*Q_18[i+1]^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_menor^4)
      = H_18[i+1]
118 end
119 "Linha 8"
120 f_i[8] = moodychart((4*QD4)/(pi#*D_tubo_maior*nu), e/D_tubo_maior)
121 HD8 - f_i[8]*(L_d/D_tubo_maior)*(8*QD4^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_maior^4) = HD9
122 f_hd9 = moodychart((4*Q_19[1])/(pi#*D_tubo_menor*nu), e/D_tubo_menor)
123 HD9 - f_hd9*(L_i/D_tubo_menor)*(8*Q_19[1]^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_menor^4) = H_19
      [1]
124 DUPLICATE i = 1,66
125 H_19[i] - (132.154e06*(Q_o9[i]/kv_orificio)^2)=H_o9[i]
126 end
127 DUPLICATE i = 1,65
128 f_19[i] = moodychart((4*Q_19[i+1])/(pi#*D_tubo_menor*nu), e/D_tubo_menor)
129 H_19[i] - f_19[i]*(L_o/D_tubo_menor)*(8*Q_19[i+1]^2)/(pi#^2*g#*D_tubo_menor^4)
      = H_19[i+1]
130 end
131 "Balano - Vazes"
132 Q = QD1 + Q_11[1]
133 Q_11[66] = Q_o1[66]
134 QD1 = Q_12[1] + QD2
135 Q_12[66] = Q_o2[66]
136 QD2 = Q_13[1] + QD3
137 Q_13[66] = Q_o3[66]
138 QD3 = Q_14[1] + QD4
139 Q_14[66] = Q_o4[66]
140 QD4 = Q_15[1] + QD5

```

```

141 Q_15[66] = Q_o5[66]
142 QD5 = Q_16[1] + QD6
143 Q_16[66] = Q_o6[66]
144 QD6 = Q_17[1] + QD7
145 Q_17[66] = Q_o7[66]
146 QD7 = Q_18[1] + QD8
147 Q_18[66] = Q_o8[66]
148 QD8 = Q_19[1]
149 Q_19[66] = Q_o9[66]
150 DUPLICATE i = 1,65
151 Q_11[i] = Q_o1[i]+Q_11[i+1]
152 Q_12[i] = Q_o2[i]+Q_12[i+1]
153 Q_13[i] = Q_o3[i]+Q_13[i+1]
154 Q_14[i] = Q_o4[i]+Q_14[i+1]
155 Q_15[i] = Q_o5[i]+Q_15[i+1]
156 Q_16[i] = Q_o6[i]+Q_16[i+1]
157 Q_17[i] = Q_o7[i]+Q_17[i+1]
158 Q_18[i] = Q_o8[i]+Q_18[i+1]
159 Q_19[i] = Q_o9[i]+Q_19[i+1]
160 end
161 H = 0
162 DUPLICATE i = 1,66
163 H_o1[i] = 0
164 H_o2[i] = 0
165 H_o3[i] = 0
166 H_o4[i] = 0
167 H_o5[i] = 0
168 H_o6[i] = 0
169 H_o7[i] = 0
170 H_o8[i] = 0
171 H_o9[i] = 0
172 Q_o1_m3h[i] = Q_o1[i]*3600
173 Q_o2_m3h[i] = Q_o2[i]*3600
174 Q_o3_m3h[i] = Q_o3[i]*3600
175 Q_o4_m3h[i] = Q_o4[i]*3600
176 Q_o5_m3h[i] = Q_o5[i]*3600
177 Q_o6_m3h[i] = Q_o6[i]*3600
178 Q_o7_m3h[i] = Q_o7[i]*3600
179 Q_o8_m3h[i] = Q_o8[i]*3600
180 Q_o9_m3h[i] = Q_o9[i]*3600
181 end

```

```
182 Q_total = (SUM(Q_o1_m3h[i], i=1,66)) + (SUM(Q_o2_m3h[i], i=1,66))+ (SUM(  
    Q_o3_m3h[i], i=1,66))+ (SUM(Q_o4_m3h[i], i=1,66))+ (SUM(Q_o5_m3h[i], i  
    =1,66))+ (SUM(Q_o6_m3h[i], i=1,66))+ (SUM(Q_o7_m3h[i], i=1,66))+ (SUM(  
    Q_o8_m3h[i], i=1,66))+ (SUM(Q_o9_m3h[i], i=1,66))
```