



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS
GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**" MODELAGEM E ANÁLISE
DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR
DE UM RESFRIADOR DE CLÍNQUER TIPO SATÉLITE
PARA FORNO DE CIMENTO"**

LÚCIO BARRETO PEREIRA

Belo Horizonte, 31 de janeiro de 2014

P436m

Pereira, Lúcio Barreto.
Modelagem e análise de transferência de calor de um resfriador de
clínquer tipo satélite para forno de cimento [manuscrito] / Lúcio Barreto
Pereira. – 2014.
171 f., enc.: il.

Orientador: Rudolf Huebner.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais,
Escola de Engenharia.

Bibliografia: f. 161-171.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Calor – Transmissão – Teses.
I. Huebner, Rudolf. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de
Engenharia. III. Título.

CDU: 621(043)

Lúcio Barreto Pereira

**" MODELAGEM E ANÁLISE
DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR
DE UM RESFRIADOR DE CLÍNQUER TIPO SATÉLITE
PARA FORNO DE CIMENTO"**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Calor e Fluidos

Orientador: Prof. Rudolf Huebner, Dr. (UFMG)

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2014



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel. : +55 31 3409.5145
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"MODELAGEM E ANÁLISE DE UM RESFRIADOR DE
CLÍNQUER TIPO SATÉLITE PARA FORNO DE CIMENTO"**

LUCIO BARRETO PEREIRA

Tese submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Doutor em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Calor e Fluidos**".

Tese aprovada no dia 31 de janeiro de 2014.

Por:

Dr. Rudolf Huebner

Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Dr. André Augusto Campagnole dos Santos

Centro de Desenvolvimento Tecnológico Nuclear/CDTN

Dr. João Francisco de Almeida Vitor

Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais/CEFET

Dr. Roberto Márcio de Andrade

Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Dr. Marcio Fonte Boa Cortez

Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

Dedico este trabalho
à minha família plena e unida
ao Papa Francisco, amor
pelas coisas simples da vida e pela paz

AGRADECIMENTOS

À minha família, minha esposa Vivian, e minhas filhas Beatriz, Larissa e Carolina pelo incentivo e compreensão nas horas em que não pude estar presente.

Ao meu orientador prof. Rudolf Huebner, ao prof. Geraldo Augusto Campolina França e ao prof. Roberto Márcio pelas sugestões e confiança no encaminhamento deste trabalho.

Aos meus amigos Walter Richard Hunter e Roberto Pucci Rettore, pelo apoio e incentivo.

A todos os meus colegas de trabalho, que de forma indireta ou diretamente me completaram no dia a dia e permitiram minha ausência do trabalho sem grandes perturbações no cumprimento de nossas tarefas.

Ao meu pai (em memória). Ensinou-me a ser gente.

Meus sinceros agradecimentos.

*“Hoje você é o mesmo que há quatro anos atrás exceto por duas coisas:
pelas pessoas que conheceu e pelos livros que tiver lido.”*

(Texto adaptado de MacMilliam)

*“Se a geometria fosse tão oposta às nossas paixões e interesses pessoais
como a religião, nós a contestaríamos e violaríamos, apesar de todas as
demonstrações de Euclides.”*

(Leibnitz)

*“A coragem é a primeira das qualidades humanas, porque é a qualidade que
garante as demais. ”*

(Winston Churchill)

*O conhecimento torna a alma jovem e diminui a amargura da velhice. Colhe,
pois, a sabedoria. Armazena suavidade para o amanhã.*

(Leonardo da Vinci)

RESUMO

O concreto, com seu principal componente, o cimento, é, o material de maior importância em construções no mundo. Para a fabricação do cimento, o clínquer é o principal constituinte e é fabricado em um processo de pirólise em fornos rotativos. Resfriadores de clínquer são equipamentos utilizados após o forno. O resfriador do tipo grelha é o equipamento mais utilizado atualmente nesse processo. Entretanto, o grande número de plantas de fornos de cimento com resfriadores tipo satélite (ou planetário) ainda instalados, justifica a análise para sua melhoria. É considerado um equipamento de grande potencial para redução de consumo de energia no processo do forno. Este trabalho apresenta estudos utilizando uma formulação integral de um modelo de transferência de calor com um balanço energético e determinação da eficiência de todo o sistema. Especial atenção é dada à transferência de calor pela cortina, à transferência de calor externa por radiação e convecção e à transferência de calor interna por radiação, incluindo o efeito do vapor e pó em suspensão no ar. O trabalho inclui a caracterização do clínquer. Além disso, foram utilizadas novas técnicas e metodologias avançadas, sendo analisadas partes do modelo com mecânica dos fluidos computacional (MFC) e método de elementos discretos (DEM). O modelo é comparado com dados da literatura e de fábricas de cimento. Também é realizada uma análise de sensibilidade de diversas variáveis do modelo. É mostrado que não há grandes benefícios em modificar a velocidade de rotação e que as emissividades de material e da parede não tem maior impacto nos resultados do modelo. É apresentada uma proposta para substituição de levantadores para ganho de eficiência energética do equipamento. Admite-se possibilidade de ganho em resfriadores de clínquer em 80 kJ/kg de clínquer, representando em torno de 2.5 % do consumo de combustível de um forno de cimento.

Palavras chaves: Resfriador Satélite, Resfriamento de Clínquer, Mecânica dos Fluidos Computacional, Análise Energética.

ABSTRACT

Concrete, with its main component, the cement, is the most important material in constructions worldwide. For the manufacture of cement, the clinker is the major constituent and is manufactured in a process of pyrolysis in rotary kilns. Clinker coolers are equipment used after the kiln. Currently, Grate Cooler is the most used equipment in this process. However, the large number of plants from cement kilns with satellite (or planetary) coolers still installed justifies an analysis for improvement. It is considered an equipment of great potential for energy consumption reduction in the kiln process. This paper proposes studies using an integral formulation of a heat transfer model, defining an energy balance and the efficiency of the equipment. Special attention is given in the curtain heat transfer, external heat transfer by radiation and convection and internal heat transfer by radiation, including the effect of the humidity and suspension dust in the air. This work includes too the characterization of the clinker. In addition, new techniques and advanced methodologies were used, and part of the model was analyzed with computational fluid mechanics (CFD) and discrete element method (DEM). The model is compared with literature data and cement plant information. A sensitivity analysis of several variables of the model is also performed. It is shown that there are great benefits in modifying the rotation speed and the emissivity of material and the wall have no greater impact on model results. A proposal is presented for replacing lifters to gain energy efficiency of the equipment. It is assumed the possibility of clinker coolers gain in 80 kJ per kg of clinker, representing about 2.5 % of fuel consumption in a cement kiln.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	21
1.1	Motivação e Objetivos.....	28
2	REVISÃO DE LITERATURA	30
2.1	O Resfriador de Clínquer Satélite	30
2.2	Caracterização do Clínquer	34
2.3	Elaboração do Modelo Integral	36
2.3.1	Balanço de Energia	36
2.3.2	Tempo de Residência.....	38
2.3.3	Transferência de Calor por Convecção pela Cortina de Material.....	39
2.3.4	Transferência de Calor do Leito de Material e da Parede Interna com o Ar	44
2.3.5	Transferência de Calor entre o Leito de Material e a Parede	45
2.3.6	Transferência de Calor por Condução pela Parede.....	46
2.3.7	Transferência de Calor Interna por Radiação	46
2.3.8	Transferência de Calor Externa por Radiação e Convecção	52
2.3.9	Eficiência Energética.....	55
2.4	Modelagem em Mecânica dos Fluidos Computacional - MFC.....	56
2.4.1	Equações Descritivas	57
2.4.2	Modelos de Turbulência	59
2.4.3	Modelos de Radiação.....	61
2.4.4	Equações Descritivas para Radiação	62
2.4.5	Modelo de Radiação P1	62
2.4.6	Modelo de Radiação DO	64
2.4.7	Modelo S2S	65
2.4.8	<i>Solver</i> – Sistema de Solução de Equações.....	68
2.4.9	Algoritmos segregados baseados na pressão	69
2.4.10	Esquema de Discretização	70
2.4.11	Gradientes	71
2.4.12	Escoamento em Múltiplas Fases.....	74
2.4.13	Abordagem Euler-Lagrange	75
2.4.14	Abordagem Euler-Euler.....	75
2.4.15	O Modelo Euleriano	76

2.4.16	O Modelo de Mistura.....	76
2.4.17	Modelo VOF.....	76
2.5	Método de Elementos Discretos (DEM).....	77
2.5.1	Conceito Característico do DEM.....	77
2.5.2	Balanco de quantidade de movimento para uma partícula no DEM.....	79
2.5.3	Força de Arrasto.....	81
2.5.4	Escala de Tempo da Partícula no DEM.....	84
2.5.5	Modelo de Interação das Fases pela Força de Contato.....	85
2.5.6	Modelo de Transferência de Calor por Condução.....	88
2.5.7	Parâmetros para modelagem no DEM.....	88
2.6	O Modelo Acoplado MFC-DEM.....	90
2.7	Comparações entre os Modelos.....	91
3	METODOLOGIA.....	93
3.1	Modelagem do Resfriador de Clínquer Satélite.....	93
3.2	Balanco Energético do Sistema.....	96
3.3	Eficiência Energética do Sistema.....	98
3.4	Modelagem do Resfriador por uma Formulação Integral.....	98
3.4.1	Transferência de Calor pela Cortina de Material.....	101
3.4.2	Transferência de Calor na Cortina - Metodologia B.....	108
3.4.3	Transferência de Calor por Convecção do Leito de Material com o ar.....	110
3.4.4	Transferência de Calor Externa.....	111
3.4.5	Transferência de Calor Interna por Radiação.....	112
3.4.6	Transferência de Calor Interna por Convecção.....	114
3.4.7	Balanco de Energia do Sistema.....	114
3.4.8	Comparação do Modelo Integral com Medições e Dados de Literatura.....	115
3.5	Modelagem por Métodos Numéricos.....	118
3.5.1	Modelagem com o Método de Elementos Discretos.....	118
3.5.2	Análise da Radiação Externa utilizando MFC.....	121
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	132
4.1	Modelagem da Radiação Externa em Mecânica dos Fluidos Computacional.....	132
4.2	Modelagem Interna do Resfriador pelo Método de Elementos Discretos DEM....	136
4.3	Modelagem do Resfriador por uma Formulação Integral.....	141
4.3.1	Análise do Perfil de Temperatura Externa.....	145
4.3.2	Comparação com modelo C.....	147

4.3.3	Comparação com modelo Xeller	148
4.3.4	Comparação com modelo D	150
4.3.5	Análise da Transferência de Calor.....	153
4.3.6	Análise de Variáveis do Modelo	155
5	CONCLUSÃO.....	158
5.1	Sugestões para Trabalhos Posteriores	159
6	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA	161

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 1.1 – Forno de Cimento Rotativo Típico Com Resfriador satélite	21
FIGURA 1.2 – Tipos de Resfriadores	23
FIGURA 1.3 – Resfriador satélite	25
FIGURA 1.4 – Temperaturas Típicas no Resfriador satélite	26
FIGURA 1.5 – Resfriador satélite – Fotos internas – Zona Quente.....	26
FIGURA 1.6 – Resfriador satélite – Fotos internas – Zona Intermediária.....	27
FIGURA 1.7 – Resfriador satélite – Fotos internas – Zona Fria.....	27
FIGURA 2.1 – Granulometria do Clínquer	34
FIGURA 2.2 – Componentes do Balanço de Energia	37
FIGURA 2.3 – Fator de Correção para Pressão Menor que 10^5 Pa em função de $p_{H_2O} S_{eq}$..	51
FIGURA 2.4 – Eficiência Absorção e Retroespalhamento Média Relativa para Calcário	51
FIGURA 2.5 – Envelopamento do Resfriador	55
FIGURA 2.6 – Sistema de Coordenadas Angulares.....	65
FIGURA 2.7 – Avaliação do Centroide da Célula	73
FIGURA 2.8 – Força de Contato Interpartículas.....	78
FIGURA 3.1 – Vista das Regiões Internas de um resfriador satélite - Equipamento A	94

FIGURA 3.2 – Levantadores de um Resfriador Satélite – Equipamento A.....	94
FIGURA 3.3 – Levantadores de um Resfriador Satélite – Equipamento B	95
FIGURA 3.4 – Levantadores de um Resfriador Satélite – Equipamento C	96
FIGURA 3.5 – Levantadores de um Resfriador Satélite – Equipamento D.....	96
FIGURA 3.6 – Diagrama do Balanço de Energia	98
FIGURA 3.7 – Procedimento Iterativo de Cálculo Adotado para o Modelo Integral.....	100
FIGURA 3.8 – Queda do Material na Seção de um Resfriador Satélite	101
FIGURA 3.9 – Seção Interna de um Resfriador Satélite.....	102
FIGURA 3.10 – Superfícies da Radiação Interna	113
FIGURA 3.11 – Tipos de Levantadores.....	120
FIGURA 3.12 – Seções Transversais Verticais do Modelo	121
FIGURA 3.13 – Modelo MFC – Condições de Contorno.....	125
FIGURA 4.1 – Malha do modelo MFC – 2D.....	133
FIGURA 4.2 – Malha do modelo MFC – 3D.....	134
FIGURA 4.3 – Caso 2 – Modelo 3D Radiação DO – Linhas de Escoamento	134
FIGURA 4.4 – Caso 3 – Modelo 3D Radiação P1 – Linhas de Escoamento.....	134
FIGURA 4.5 – Caso 4 – Modelo 3D Radiação S2S – Linhas de Escoamento	135
FIGURA 4.6 – Modelagem MFC – 3D – Perfil de Temperatura.....	135

FIGURA 4.7 – Divisão do Resfriador em Seções Verticais.....	137
FIGURA 4.8 – Influência do Coeficiente de Atrito de Rolamento.....	138
FIGURA 4.9 – Influência do Módulo de Young (MPa).....	139
FIGURA 4.10 – Imagens Finais da Simulação	139
FIGURA 4.11 – Influência de Diferentes Levantadores	140
FIGURA 4.12 – Influência de Diferentes Levantadores – Distribuição na Cortina.....	141
FIGURA 4.13 – Formulação Integral – Entrada de Dados	142
FIGURA 4.14 – Formulação Integral – Entrada de Dados	143
FIGURA 4.15 – Formulação Integral – Resultados	144
FIGURA 4.16 – Formulação Integral – Resultados – Comparação Modelo da Literatura..	145
FIGURA 4.17 – Formulação Integral – Resultados – Comparação Fornecedores	146
FIGURA 4.18 – Formulação Integral – Resultados – Comparação Modelo C.....	148
FIGURA 4.19 – Formulação Integral – Resultados – Comparação Modelo Xeller.....	149
FIGURA 4.20 – Formulação Integral – Granulometria do Clínquer	151
FIGURA 4.21 – Formulação Integral – Temperatura Parede Externa.....	152
FIGURA 4.22 – Transferência de Calor – Volume de Controle do Clínquer e do Gás.....	153
FIGURA 4.23 – Transferência de Calor no Equipamento	154
FIGURA 4.24 – Perfil de Temperatura no Sentido Axial do Equipamento.....	154

FIGURA 4.25 – Transferência de Calor por Convecção na Cortina.....	155
FIGURA 4.26 – Temperatura da Parede Externa com Diferentes Materiais Refratários	156
FIGURA 4.27 – Transferência de Calor em Função do Diâmetro da Partícula.....	156
FIGURA 4.28 – Substituição dos Levantadores - Região 4.....	157
FIGURA 4.29 – Substituição dos Levantadores - Região 5 e 6.....	157
FIGURA 4.30 – Substituição dos Levantadores - Região 4, 5 e 6.....	157

LISTA DE TABELAS E QUADROS

TABELA 2.1 – Composição Química do Clínquer.....	34
TABELA 2.2 – Índices c_{ji} do Polinômio de Leckner.....	50
TABELA 2.3 – Coeficientes C e f_n da Equação (2.41)	53
TABELA 2.4 – Coeficientes C e n da Equação (2.44).....	53
TABELA 3.1 – Parâmetros do Material para o Cálculo no DEM.....	119
TABELA 3.2 – Tipos de Levantadores	120
TABELA 3.3 – Parâmetros da Equação $k - \varepsilon$	123
TABELA 3.4 – Dados para o Cálculo no Fluent – Módulos Geral e Energia	126
TABELA 3.5 – Dados para o Cálculo no Fluent – Módulo de Radiação	127
TABELA 3.6 – Dados para o Cálculo no Fluent – Módulo Materiais.....	127
TABELA 3.7 – Dados para o Cálculo no Fluent – Módulo Condições na Área da Célula .	128
TABELA 3.8 – Dados para o Cálculo no Fluent – Módulo Condições de Contorno	128
TABELA 3.9 –Módulo Condições de Contorno. Continuação.....	129
TABELA 3.10 –Módulo Condições de Contorno. Continuação.....	130
TABELA 3.11 – Dados para o Cálculo no Fluent – Solução.....	131
TABELA 4.1 – Radiação Externa – Parâmetros Variáveis para o cálculo	132

TABELA 4.2 – Comparação da Transferência de Calor do Resfriador (W/m)	136
TABELA 4.3 – Dados de Entrada - Modelo Equipamento C	147
TABELA 4.4 – Dados de Entrada - Modelo Xeller	149
TABELA 4.5 – Dados de Entrada - Medição agosto 2013 - Equipamento D.....	150
TABELA 4.6 – Comparação Temperaturas - Medição agosto 2013 (equip. A).....	151
QUADRO 1.1 – Descrição Cronológica de Fornos Rotativos e Resfriadores de Clínquer ...	24
QUADRO 2.1 – Comparação entre os modelos em múltiplas fases	92

LISTA DE SIMBOLOS

Símbolo ^{1,2}	Unidade	Descrição
A	m^2	Área
a_i	-	Fator para emissividade do gás
c_{ji}	-	Fator para emissividade do gás
cp	J/kg.K	Calor específico
C	-	Fator para transferência de calor
d	m	Distância
D	m	Diâmetro
E	J	Energia
e	J/Kg	Energia específica
f	-	Fatores, diversos
f_{H^*}	-	Fator de cascata
fn	-	Fator para transferência de calor
g	m/s^2	Gravidade
\dot{G}	W	Taxa de irradiação
Gr	-	Número de Grashof
h	J/kg	Entalpia
k	W/m.K	Condutividade térmica
L	m	Comprimento
l_{mb}	m	Comprimento de onda médio
l_{efe}	m	Comprimento de efetivo do feixe
m	kg	Massa
m'	-	Parâmetro empírico
n	rpm	Rotação por minuto
Nu	-	Número de Nusselt

1 Variáveis com um ponto (“.”) indicado acima do símbolo indicam taxa por unidade de tempo da variável

2 Para evitar duplicidade, variáveis com símbolos de pouco uso são indicados no próprio texto.

Símbolo ^{1,2}	Unidade	Descrição
p	Pa	Pressão
p_v	Pa	Pressão parcial do vapor
Pe	-	Número de Peclet
Pr	-	Número de Prandtl
\dot{Q}	W	Taxa de Transferência de calor
q	W	Taxa de transferência de calor específica
r	m	Raio
Ra	-	Número de Rayleigh
Re	-	Número de Reynolds
t	s	Tempo
T	°C; K	Temperatura
u	J/kg	Energia interna
v	m/s	Velocidade
V	m ³	Volume
\dot{W}	W	Trabalho
z	m	Altura, elevação
α	W/m ² .K	Coefficiente de transferência de calor
β	-	Fator para espessura ótica
γ	-	Fator para espessura ótica
Γ	-	Grau de enchimento do equipamento
δ	m	Espessura
ε	-	Emissividade
ζ	-	Espessura ótica
η	-	Eficiência
θ	rad	Inclinação
λ	-	Fator para emissividade do gás
ν	m ² /s	Viscosidade cinemática
ρ	kg/m ³	Massa específica
σ	W/m ² .K ⁴	Constante de Boltzmann (5,67x10 ⁻⁸ W/m ² .K ⁴)
τ	-	Transmissividade para a radiação
ϕ	rad	Ângulo
φ	m ² /s	Difusividade térmica do material
ω	rad/s	Rotação

Símbolo ^{1,2}	Unidade	Descrição
Ω	-	Eficiência media relativa
χ	-	Absortividade do gás
∇	m ³	Volume do sistema

SUBSCRITOS

ABS	absortividade	
AR	Ar	
bsc	Retroespalhamento (<i>Backscattering</i>)	
CIN	Cinzento	
CLI	Clínquer	
d	Pó	
E	Entrada, Inicial	
ELE	Elétrica	
emi	Emissividade	
F	Saída, Final	
f	Filme, película	
G	Gás	
H	Hidráulico	
I	Interno	
LEV	Levantador	
NEG	Negro	
p	Partícula	
PER	Perdas	
Q	Queda	
R	Resultante	
REF	Referência	
RES	Resfriador	
RF	Resfriador-Forno	
S	Material sólido	
SB	Leito	
T2	Temperatura 2	
U	Ambiente	
V	Vapor	
VC	-	Volume de controle

Símbolo ^{1,2}	Unidade	Descrição
W	-	Parede
WC	-	Superfície interna da parede coberta de material
WE	-	Superfície externa da parede
WI	-	Superfície interna da parede
WW	-	Parede interna à parede externa
j, i	-	Índices
1,2	-	Índices
2A	-	Saída de ar quente (ar secundário do forno)
2C	-	Entrada de clínquer quente
1A	-	Entrada de ar frio
1C	-	Saída de clínquer frio

SOBRESCRITOS

h	-	Convecção
hc	-	Convecção pela cortina de material
hf	-	Convecção Forçada
hn	-	Convecção Natural
inf	-	Inferior
k	-	Condução
sup	-	Superior
z	-	Sentido axial do equipamento
ε	-	Radiação

1 INTRODUÇÃO

Para a fabricação do cimento Portland ou simplesmente cimento, a principal etapa de produção consiste na transformação mineral da matéria prima preparada, constituída principalmente de cálcio (tipicamente calcário), sílica (argila e areia), alumina (argila e xisto) e ferro (do minério de ferro) em clínquer. Depois de dosada e moída a uma granulometria adequada, a farinha produzida (nome dado ao material composto por essa mistura) é alimentada a um forno rotativo. O produto do forno é o clínquer, elemento principal utilizado na produção do cimento, bastando apenas o processo de moagem em mistura com outros elementos.

Fornos de clínquer rotativos, também chamados fornos de cimento, são operados em uma configuração em contracorrente, com o escoamento do gás quente em sentido oposto ao do material. Basicamente, os fornos de cimento são compostos de três componentes principais, que são o pré-aquecedor, o forno rotativo e o resfriador. No pré-aquecedor, geralmente em forma de torre de ciclones, alimenta-se a farinha no processo, onde ocorre a desidratação e a calcinação da farinha. No forno rotativo, colocado imediatamente após a torre do pré-aquecedor, ocorrem as reações químicas para formar o clínquer. Após o forno rotativo, no resfriador de clínquer, parte do calor residual é transferida para o ar de combustão secundário iniciando o processo de aquecimento desse ar. Na FIGURA 1.1 apresenta-se um arranjo típico de um forno de cimento rotativo com resfriador de clínquer satélite.

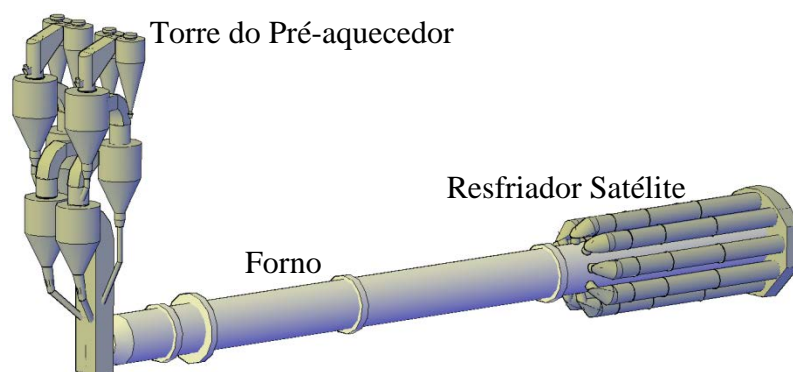


FIGURA 1.1 – Forno de Cimento Rotativo Típico Com Resfriador satélite

A inclinação do forno de 3° a 4°, medida entre a linha de centro e a horizontal, faz o material se mover em direção à saída do forno. O combustível utilizado queimado tanto no forno rotativo como no pré-aquecedor, fornece a carga térmica necessária. Atualmente o principal combustível é o carvão moído. O clínquer resfriado, produto da sua solidificação no forno, de cor cinza, tem granulometria desde finos grãos até 50 mm de diâmetro, dependendo da sua composição química e variáveis de operação do processo. O clínquer, após adequadamente dosado com gesso e outros componentes minerais (pozolana, escória de alto forno, sílica), é moído para produzir diferentes tipos de cimento.

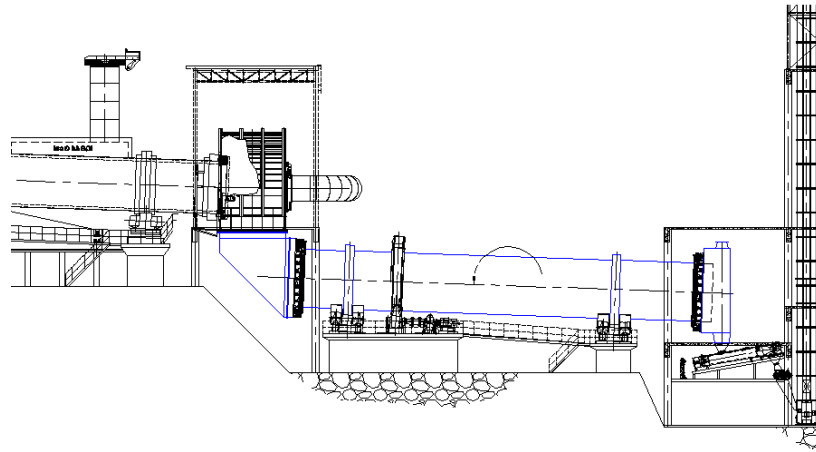
O processo de resfriamento influencia a estrutura, composição e moabilidade do clínquer, afetando diretamente a qualidade do cimento. O rápido resfriamento do clínquer minimiza a formação da fase vítrea e tamanho dos cristais de óxido de magnésio, garantindo a formação da “alita” (silicato tricálcico) e resultando um cimento de melhor qualidade.

O resfriamento do clínquer, além de permitir mais facilmente sua manipulação e armazenagem, melhora a eficiência do forno rotativo, tanto pela recuperação do calor residual do clínquer quente como pela melhoria no desempenho do queimador do forno pelo aquecimento do ar de combustão secundário.

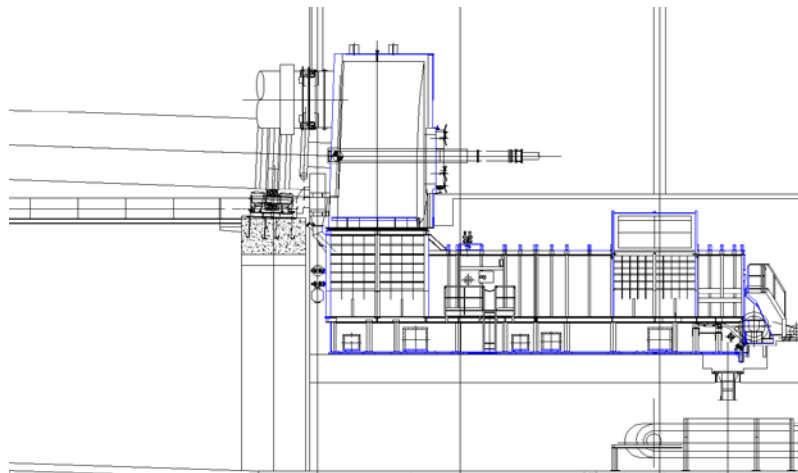
Três tipos de resfriadores são mais utilizados na indústria do cimento: o resfriador de grelha, o resfriador rotativo e o resfriador satélite. O resfriador satélite, também conhecido como resfriador planetário, opera baseado nos mesmos conceitos físicos usados em resfriadores rotativos comuns. A FIGURA 1.2 apresenta um desenho de cada tipo de resfriador. Os resfriadores rotativo e planetário têm conceitos similares, criando uma condição de movimentar o material pela rotação do equipamento e criando também uma condição de derramamento do material por cortinas formadas pela queda de levantadores. Entretanto, o resfriador planetário possui diversos cilindros em volta do forno, enquanto o resfriador rotativo é composto somente por um cilindro, normalmente com diâmetro similar ao do forno.

O uso de resfriadores de clínquer tipo “planetário” data do início do século passado, quando foram adotados em substituição aos antigos resfriadores rotativos. Resfriadores do tipo Satélite foram muito utilizados em fornos de cimento. Entretanto, a partir de 1980, poucos equipamentos foram instalados e os resfriadores tipo grelha tem sido mais utilizados, por apresentarem maior eficiência energética global, quando analisado todo o sistema de

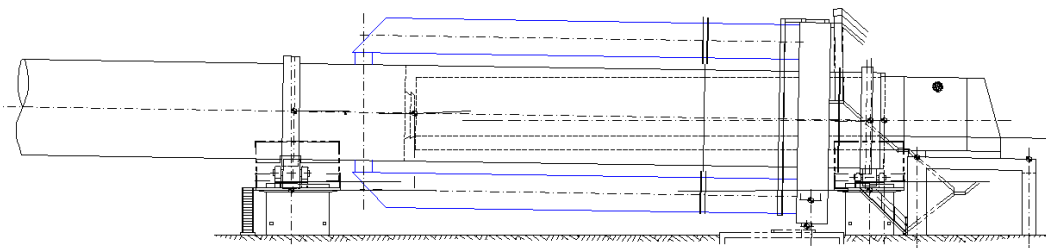
produção do clínquer. Além disto, o aumento da capacidade dos fornos impôs limites ao tamanho dos resfriadores planetários em razão das grandes cargas transmitidas para a estrutura do forno. O QUADRO 1.1 apresenta uma breve descrição cronológica sobre fornos rotativos e resfriadores.



(a) Resfriador Rotativo



(b) Resfriador de Grelhas



(c) Resfriador Planetário

FIGURA 1.2 – Tipos de Resfriadores

Assim, atualmente, o principal tipo de resfriador utilizado para novas instalações é o resfriador de grelhas que tem apresentado grandes vantagens sobre os demais. Um moderno forno equipado com resfriador de grelhas pode chegar ao dobro de capacidade de um forno de mesmas dimensões equipado com resfriador satélite.

Entretanto, a substituição do resfriador não é simples. Além do longo tempo de equipamento parado, seis meses, ou até mais, as bases do forno não são dimensionadas para as mesmas cargas e têm apresentado problemas neste tipo de reforma.

QUADRO 1.1 – Descrição Cronológica de Fornos Rotativos e Resfriadores de Clínquer

Época	Descrição
1830	Primeira patente do cimento Portland (HOLDERBANK, 1992).
1885	Primeiro Forno Rotativo (DUDA, 1977).
1910	Primeiro Forno com Resfriador Satélite (SNIC, 2009).
1912	Primeiro Forno Rotativo no Brasil (LUDERA e POLAND, 1980).
Meados de 1950	Eram largamente utilizados os Resfriadores Satélite de 1ª geração (LUDERA e POLAND, 1980).
1965	Resfriadores Satélite 2ª geração (LUDERA e POLAND, 1980).
1973	700 Resfriadores Satélite no mundo, sendo 25% do total (LUDERA e POLAND, 1980).
1980	81 Fornos Rotativos no Brasil, sendo 31 com Resfriadores Satélite.
2012	No Brasil são 105 Fornos Rotativos sendo 24 fornos com Resfriadores Satélite.

Na FIGURA 1.3, apresenta-se uma foto de um resfriador de clínquer satélite. Trata-se, normalmente, de 9 a 11 cilindros dispostos em torno da circunferência da extremidade de descarga do forno, formando parte integrante do forno rotativo e conseqüentemente atuado pelo mesmo acionamento do forno. Os cilindros (satélites) giram em conjunto com o forno rotativo (1 a 3 rpm).

Devido à elevada temperatura inicial do clínquer, cada tubo é parcialmente revestido com tijolos refratários, na primeira parte do equipamento. No restante do equipamento, a transferência de calor é baseada na cascata do clínquer com o ar de resfriamento, gerada durante a revolução do forno. Para melhorar a eficiência de transferência de calor, o equipamento possui levantadores e pás internas, de forma a melhor expor o clínquer ao ar de resfriamento. O projeto e o posicionamento dos levantadores tem efeito significativo na

transferência de calor entre o clínquer caindo em cascata transversalmente no interior do tubo e o escoamento de ar de resfriamento ao longo do tubo. Assim, normalmente, a transferência de calor ocorre entre o leito de clínquer quente dentro do resfriador, o clínquer em queda dos levantadores, o ar secundário, as superfícies interna e externa da carcaça e o ambiente externo.



FIGURA 1.3 – Resfriador satélite

Muitos fatores afetam a eficiência dentro do resfriador satélite. A distribuição do tamanho de partícula, por exemplo, afeta a transferência de calor entre o clínquer em queda e o ar de resfriamento dentro do resfriador. Em princípio, um clínquer mais grosso admite um maior volume de material na cascata que um clínquer mais fino. O excesso de volume da cascata, para um clínquer mais fino, leva a encher demais o resfriador e retornar o material para o forno, resultando em maior temperatura de clínquer de saída (menor eficiência). Outros fatores importantes, como o tipo e distribuição dos revestimentos refratários, o tipo e a distribuição dos levantadores e fenômenos de recirculação, também têm um papel relevante na eficiência de resfriadores satélite.

A temperatura do clínquer na entrada (lado quente) do resfriador está na faixa de 1100 °C a 1400 °C, enquanto que, na saída do resfriador (lado frio), a temperatura varia de 120 °C a 350°C. O ar frio entra no resfriador à temperatura ambiente em contracorrente com o

clínquer e, após troca de calor com o clínquer quente, chega a 650 °C a 800 °C. A FIGURA 1.4 apresenta um croquis com essas temperaturas típicas indicadas (LUDERA e POLAND, 1980).

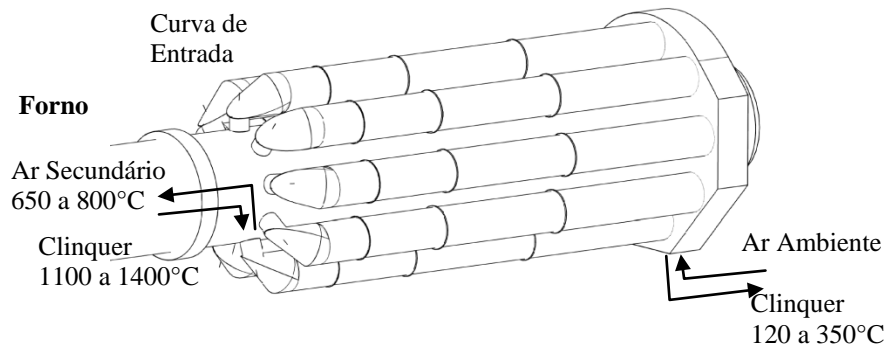


FIGURA 1.4 – Temperaturas Típicas no Resfriador satélite

O tempo de permanência dentro do resfriador varia de aproximadamente 10 a 40 minutos. A diferença de pressão do ar de resfriamento ao longo do resfriador é de cerca de 100 a 200 Pa com velocidades de 0,5 a 1,2 m/s (LUDERA e POLAND, 1980).

O resfriador é usualmente dividido em três regiões com características distintas, chamadas de zonas quente, intermediária e fria.

Na zona quente, mais próxima do forno, o resfriador é revestido internamente com refratário devido a alta temperatura. As temperaturas do clínquer e do ar variam de 850°C a 1100°C e de 550°C a 780°C respectivamente. Não há levantadores, mas peças quebradores de torrões, como são chamados. A FIGURA 1.5 apresenta algumas fotos desta região.



FIGURA 1.5 – Resfriador satélite – Fotos internas – Zona Quente

Na zona intermediária, com a temperatura um pouco mais baixa, as temperaturas do clínquer e do ar variam de 350°C a 850°C e de 150°C a 550°C respectivamente. O revestimento passa a ser metálico. Inserem-se levantadores para aumentar a troca térmica. Tanto levantadores como o revestimento exigem a utilização de aço resistente a alta temperatura. A FIGURA 1.6 apresenta fotos desta região.



FIGURA 1.6 – Resfriador satélite – Fotos internas – Zona Intermediária

Na zona fria, com temperaturas mais baixas, permite-se o uso de aço comum para os levantadores. O resfriador não é mais revestido. A temperatura do clínquer variam de 180°C a 350°C e o ar entra à temperatura ambiente podendo atingir a 200°C nessa região. Diversas formas de levantadores são utilizadas para aumentar a transferência de calor, devido a maior facilidade de sua fabricação. Fotos dessa região são mostradas na FIGURA 1.7.

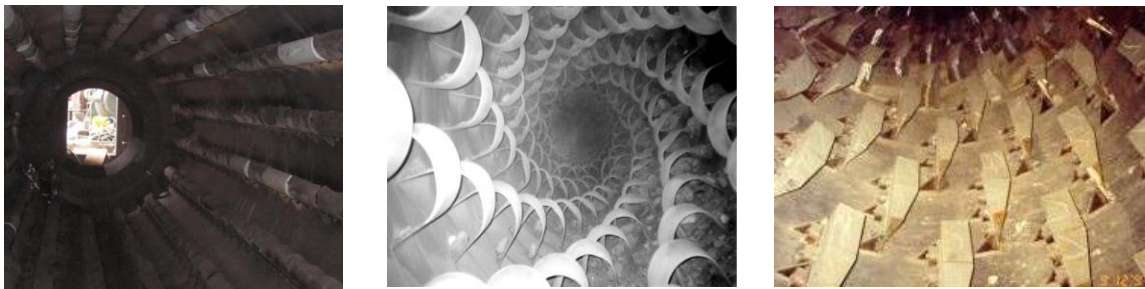


FIGURA 1.7 – Resfriador satélite – Fotos internas – Zona Fria

Em princípio, uma grande vantagem do resfriador satélite é que ele pode ser considerado um equipamento bastante simples, porque não tem uma unidade separada, uma vez que é acoplado à saída do forno rotativo, e não requer sistema de desempoeiramento, normalmente

utilizado em outros tipos de resfriadores de clínquer. No entanto, algumas desvantagens devem ser consideradas também (ALSOP *et al.*, 2001):

1. difícil controle do volume de ar de resfriamento, uma vez que depende da solicitação do ar necessário para a combustão no forno;
2. não permite o uso de ar quente terciário para combustão na torre do pré-aquecedor, que se tem revelado de grande importância em fornos de alta eficiência;
3. dificuldade em manter a distribuição uniforme do clínquer quente na saída do forno para cada tubo; e
4. cuidados especiais necessários para o projeto estrutural do corpo do forno, devido às altas cargas transmitidas.

Outros problemas associados são: o detalhe especial da curva de entrada no forno que pode permitir que o material retorne ao forno, a vida útil curta do revestimento refratário e a emissão de ruídos elevados.

1.1 Motivação e Objetivos

Este trabalho é motivado, então, pelos seguintes itens:

1. o resfriamento de clínquer na saída do forno rotativo representa importante processo na redução do consumo de energia para a fabricação de cimento;
2. o grande número de instalações com resfriadores satélite;
3. a energia do ar secundário recuperada pelo resfriamento com o clínquer e introduzida no forno representa em torno de 20 % da energia total consumida pelo forno;
4. a melhor eficiência do resfriador admite possibilidade de ganhos da ordem de 80 kJ/kg de clínquer, aproximadamente 2,5 % do consumo de combustível de um forno de cimento; e

5. poucos trabalhos encontrados na literatura tratam da análise deste processo utilizando resfriador satélite, sendo desconhecidos trabalhos específicos de transferência de calor para este tipo de equipamento após a década de 1980.

Assim, o objetivo geral deste trabalho é realizar uma análise energética e propor melhorias em um resfriador de clínquer satélite em um sistema para produção de cimento com fornos rotativos, elaborando um modelo integral com a definição das diversas transferências de calor a serem observadas.

São considerados os seguintes objetivos específicos deste trabalho:

1. definição do balanço de energia por transferência e calor de todo o sistema;
2. análise detalhada da transferência de calor pela cortina de material com nova proposta de cálculo;
3. avaliação de diversos cálculos e metodologias para definição da transferência de calor externa para o ambiente;
4. análise da transferência de calor interna por radiação incluindo o efeito de vapor e pó em suspensão no ar;
5. modelagem por mecânica dos fluidos computacional da transferência de calor externa por radiação e convecção com o modelo em rotação para confrontar com resultados do modelo integral;
6. modelagem utilizando o método de elementos discretos para observação da cortina de material;
7. comparação do modelo calculado com dados de literatura e de fábricas de cimento;
8. análise de sensibilidade de diversas variáveis do modelo; e
9. proposta para substituição de levantadores por outros com diferente perfil para ganho de eficiência energética do equipamento.

2 REVISÃO DE LITERATURA

Para elaboração do modelo integral, uma abordagem geral de transferência de calor é apresentada nesse capítulo. Também os modelos numéricos de mecânica dos fluidos computacional e método de elementos discretos são apresentados. A terminologia integral, neste trabalho, é utilizada para definir um método, que, ainda que utilize uma abordagem numerica, permite o cálculo com resolução de equações diretas.

2.1 O Resfriador de Clínquer Satélite

Alguns artigos apresentaram melhorias para o equipamento resfriador satélite e são tratados nos parágrafos a seguir.

No período de 1950 a 1970, os fornos rotativos de cimento foram equipados principalmente com resfriadores de grelha. Steinbiss (1972) analisou as formas de construção do resfriador de grelhas. A fim de evitar as dificuldades e despesas associadas com o sistema de desempoeiramento do ar de exaustão de grandes resfriadores de grelha, foi discutida a tendência da época de alterar o tipo do resfriador para um modelo em que não há ar de exaustão para a atmosfera. Isto incluiu o resfriador satélite, que era caracterizado pela simplicidade de projeto em termos de tecnologia de processo. O peso do resfriador exigiu um projeto especial para seu suporte no forno. A interligação do tubo do resfriador com o forno foi concebida de forma que pudesse resistir à ação do clínquer quente e que este não retornasse para o forno. As temperaturas de descarga de clínquer e eficiência térmica de resfriadores satélite são aproximadamente as mesmas dos resfriadores de grelha, mas o consumo de energia elétrica específica é menor (0,5-1,3 kWh / t de clínquer). Também foram comentados outros tipos de resfriadores de clínquer, sem exaustão do ar para a atmosfera, que incluíram um resfriador tubular para 2000 t/dia, resfriadores de eixo de 500 a 3000 t/dia, e um resfriador indireto para 2000 t/dia, com nervuras de resfriamento para o escoamento do ar.

Carlsson e Fernvik (1974) estabeleceram um modelo matemático de transferência de calor de resfriadores (satélite) e sua validade foi confirmada por repetidas medições. O modelo mostra que ocorre maior transferência de calor entre o ar secundário e a cortina de material

formada na queda do levantador. Cálculos de simulação para diversas formas de construção do sistema de resfriamento mostraram que a transferência de calor entre o clínquer e o ar secundário é afetada por uma série de fatores, tais como a temperatura de entrada do material, as formas do levantador, o escoamento de ar secundário, o encurtamento da zona sem levantadores, a variação do grau de enchimento dos tubos do resfriador e o número de levantadores. Foi apresentada a proposta de um resfriador de melhor concepção em que o clínquer é descarregado a uma temperatura de saída calculada de cerca de 150 °C. Foi discutida a forma dos levantadores para a obtenção de bons esvaziamentos dos mesmos.

Münk (1975) fez uma avaliação das vantagens e desvantagens da utilização de grandes fornos rotativos com resfriadores satélite, levando em conta as questões de custo de investimento, consumo de energia elétrica, custo de manutenção e efeitos ambientais. Foram analisados vários modelos de resfriadores satélite, especialmente o arranjo interno no resfriador, a construção das curvas de entradas e a saída, e a ligação e fixação dos tubos do resfriador satélite no forno. Também foram relatados os resultados obtidos com a operação do resfriador satélite de um forno com pré-aquecedor de ciclones de 3000 t/dia, e foram descritas várias modificações para melhorar o efeito de resfriamento e redução de ruído, como modificações dos levantadores, resfriamento por água da carcaça e modificação de suportes.

Kadel (1975) apresentou uma experiência adquirida com a operação do forno de 3000 t/dia de clínquer durante um período de cerca de dois anos e meio, com especial referência aos problemas associados com o resfriador satélite. São relatadas experiências com o revestimento refratário nos tubos, com os levantadores e a curva na entrada do material. São descritas medidas adicionais para o resfriamento dos tubos e do clínquer (injeção de água), e indicados resultados das medições da temperatura de saída do clínquer e da temperatura do casco do resfriador satélite.

Brachthausen e Langmaack (1974), Deussner (1975), e Deussner e Fleischer (1976) propuseram soluções diferentes para resfriar o material utilizando injeção de água no resfriador satélite.

Xeller (1977) realizou investigações de longo prazo para determinar as condições de transferência de calor no resfriamento de clínquer em uma unidade de forno rotativo equipado com um pré-aquecedor de ciclone e um resfriador satélite para produção de

3000 t/dia. Além dos instrumentos de medição padrão, um transmissor infravermelho foi utilizado como aparelho de medição. As temperaturas do clínquer em várias zonas do resfriador foram medidas utilizando termopares embutidos permanentemente, a partir dos quais os sinais foram transmitidos por meio de uma peça rotativa para o centro de controle. Foi possível a observação do processo de resfriamento em diferentes condições de operação da planta. Foram investigadas influências ligadas à partida, com o funcionamento da planta em diferentes velocidades, variação da taxa de alimentação, diferentes tipos de clínquer, volume de ar secundário, aplicação externa de ar e água e injeção de água. Os experimentos, que se estenderam ao longo de vários anos, tornaram possível determinar os tipos adequados de levantadores e um método de isolamento devidamente classificado, a fim de reduzir o comprimento do revestimento refratário nos tubos do resfriador satélite e aperfeiçoar o resfriador com relação à confiabilidade operacional, custos de manutenção, recuperação de calor e temperatura final do clínquer.

Vogel e Winter (1980) fizeram uma avaliação e comparação de resfriadores rotativos e resfriadores satélite diferentes em suas características de construção e modo de utilização. Neste artigo, foi apresentada uma solução de forma fechada das equações de transferência de calor indicando o efeito significativo sobre o comportamento do clínquer e da temperatura do ar no resfriador. O problema foi tratado com a determinação de adimensionais referentes à relação do escoamento térmico do ar e do clínquer, a transferência de calor entre o clínquer e o ar e a perda de energia pelas paredes do equipamento. A solução foi avaliada apenas para as temperaturas de entrada e saída. Os resultados teóricos foram comparados e avaliados com relação a uma série de dados publicados sobre resfriadores.

Baseando-se em informações publicadas na literatura, Ludera e Poland (1980) também desenvolveram equações para a determinação das dimensões e características geométricas de resfriadores satélite com indicação de valores típicos de utilização.

Com objetivo de redução do consumo de combustível em uma planta de cimento, Kreft e Gunnewig (1988) estudaram as possibilidades de melhorias nos resfriadores rotativos e resfriadores satélite. A principal avaliação foi a recuperação da energia do clínquer (1200 - 1500 kJ/kg de clínquer) para aquecimento do ar necessário para combustão (ar secundário e terciário) no forno ou no calcinador. O maior resfriamento do clínquer facilita seu posterior manuseio e armazenamento. O efeito em relação à recuperação da energia do

clínquer frio depende da inclinação e rotação do resfriador, tamanho das partículas do clínquer, e, além disso, do projeto, número e arranjo dos levantadores. Foram realizados testes do modelo com vários tipos de levantadores. O objetivo das investigações foi aperfeiçoar, por observação visual, o número e a disposição das pás de modo a obter a densidade máxima da cortina de clínquer no resfriador. Os autores concluíram que o melhor resultado obtido foi com o levantador com a concha aberta em arco. Além disso, foi possível melhorar a dispersão da cortina através da alteração da dispersão na borda do levantador.

Miller e Luepke (2002) sugeriram uma grade de dentes na abertura de conexão entre o forno e o resfriador satélite, com o objetivo de evitar a entrada no resfriador de torrões ou clínquer de grande dimensões, evitando a quebra dos levantadores.

Lee *et al.* (2003) desenvolveram um modelo matemático para um resfriador rotativo baseado em balanço de energia de forma a analisar o fenômeno de transferência de calor e prever efeitos de variáveis de operação no desempenho dos resfriadores em regime permanente. As temperaturas de entrada e saída do gás, medidas nos lados de alimentação e descarga do resfriador rotativo, foram utilizadas como condições de contorno e condições de operação do resfriador rotativo. As temperaturas da parede externa calculadas pelo modelo foram similares aos valores medidos para um resfriador em operação para alumina.

Ranade (2005) apresentou um modelo computacional para transferência de calor em resfriadores de grelha. Várias simulações numéricas foram realizadas para compreender a influência dos parâmetros operacionais sobre o desempenho do resfriador como a velocidade da grelha, a temperatura de entrada dos sólidos, o tamanho das partículas e a taxa de escoamento de ar.

Na bibliografia pesquisada não foi encontrado um trabalho específico após a década de 1980 que tratasse da transferência de calor em resfriador tipo planetário. A dificuldade em realizar medições internas dificulta a confirmação de cálculos. Ainda assim, poucas literaturas consideraram no cálculo a diferença dos tipos de levantadores. Também não foram encontradas pesquisas e análises do efeito de transferência de calor por radiação devido à presença de umidade e, principalmente, sólidos em suspensão neste tipo de equipamento. As pesquisas motivaram a continuar o trabalho de avaliação do resfriador tipo planetário.

2.2 Caracterização do Clínquer

O clínquer é o produto do forno produzido de uma mistura de minerais contendo principalmente cálcio (tipicamente calcário), sílica (argila e areia), alumina (argila e xisto) e ferro (do minério de ferro). A farinha crua, nome tipicamente utilizado para esta matéria prima moída a uma granulometria adequada, é alimentada no forno rotativo no qual ocorrem as reações químicas para formar o clínquer. Na FIGURA 2.1 são apresentadas algumas curvas de granulometria para tipos diversos de clínquer gerados. A variação da granulometria é função de diversos fatores de processo.

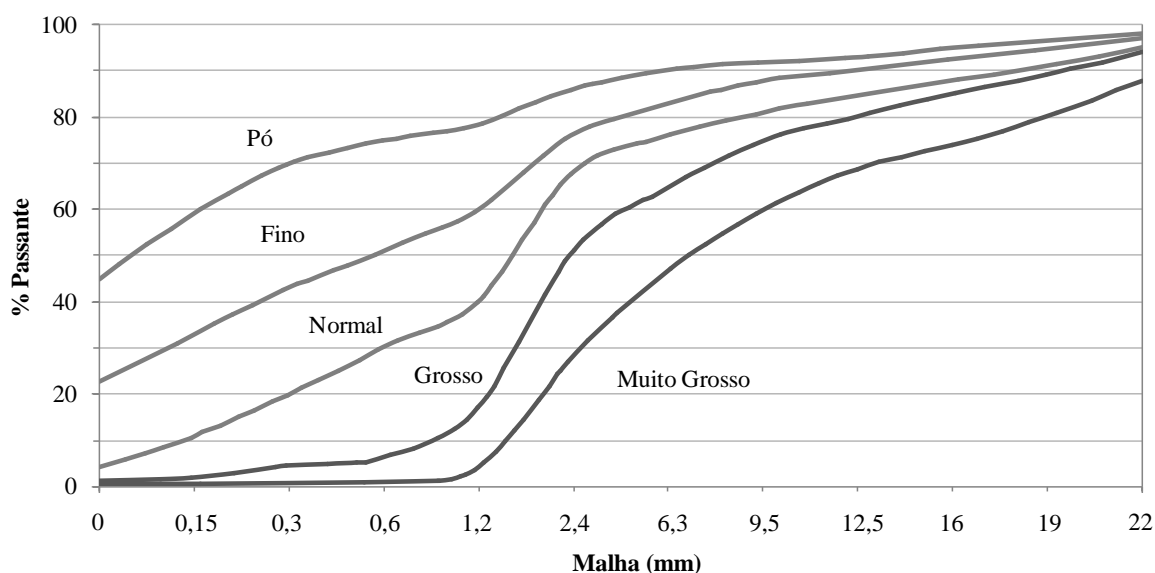


FIGURA 2.1 – Granulometria do Clínquer

Fonte: SATTELITE COOLERS, 2002.

Na TABELA 2.1 é apresentada uma composição típica do clínquer.

TABELA 2.1 – Composição Química do Clínquer

Elemento Químico	CaO	SiO ₂	Al ₂ O ₃	Fe ₂ O ₃	Outros
Composição Molar	67 %	22 %	5 %	3%	3 %

Fonte: PAULA, 2009.

Os silicatos e os aluminatos compõem juntos os chamados constituintes principais do clínquer e são identificados com as abreviaturas: C3S (Ca₃SiO₅), C2S (Ca₂SiO₄), C3A (Ca₃Al₂O₆) e C4AF (Ca₂AlFeO₅). Os silicatos cálcicos, compostos mais abundantes, são

normalmente cristais bem formados, gerados nas últimas etapas do processo de clinquerização e que não sofrem fusão durante sua formação. A fase intersticial, que representa a fase fundida na temperatura de clinquerização correspondente a temperatura de cristalização dos silicatos, é constituída por aluminatos e ferro-aluminatos cálcicos. Além desses, o clínquer é composto por alguns compostos menos frequentes como o periclásio (MgO), cal livre (CaO), langbeinita [(K₂Ca₂(SO₄)₃)], aphitalita [K₃Na(SO₄)₂], arcanita (K₂SO₄), entre outros (BERNARDO, 2009; GOBBO, 2003; PAULA, 2009; SOUZA, 2007).

O silicato tricálcico C3S, ou alita, é o componente mais importante do clínquer de cimento Portland. Apresenta-se sobre grande número de polimorfos, porém com pouca variação da sua estrutura cristalina. Representando composição significativa do clínquer (40 a 70 %), é o mais importante constituinte para endurecimento e desenvolvimento de resistência mecânica do cimento.

O silicato bicálcico C2S, ou belita, apresenta cinco polimorfos bem definidos, sendo que, ao contrário do C3S, os polimorfos apresentam estruturas cristalinas nitidamente diferentes. Belita é a denominação dada à solução sólida envolvendo o silicato bicálcico em suas diferentes fases que são estabilizadas dependendo das condições de resfriamento e da presença de óxidos menores (Al₂O₃, Fe₂O₃, MgO, Na₂O, K₂O, SO₃, P₂O₅, TiO₂, Cr₂O₃, Mn₂O₃, BaO, entre outros) em sua estrutura cristalina. Embora geralmente ocorra em proporções menos expressivas que a alita, é um dos constituintes principais do clínquer Portland, com contribuição significativa na resistência mecânica final do cimento.

O Aluminato Cálcico, C3A ou Ca₃Al₂O₆, é um dos compostos do clínquer Portland formados a partir da cristalização do material que se funde durante o processo de clinquerização. O conteúdo desse composto é variável (normalmente entre 0 % e 10 %).

Pelo resfriamento, observa-se uma característica da cristalização da fase intersticial. Para um processo em resfriamento rápido, normal ou lento observa-se a fase vítrea, semi-cristalizada ou cristalizada, respectivamente para o clínquer. O resfriamento mais lento do clínquer melhora a característica de moabilidade do clínquer.

Outra característica do clínquer se refere à sua porosidade. Souza (2007) faz uma referência de que o aumento de C2S e redução de C3S aumenta a porosidade, que deve influenciar na

transferência de calor do clínquer. O mesmo autor menciona que por meio de resfriamento lento, o clínquer pode se tornar mais poroso e friável.

A característica do tipo de clínquer pode alterar consideravelmente a transferência de calor no seu resfriamento. Sua granulometria e porosidade, parâmetros que dependem do processo de produção e características específicas das matérias primas utilizadas influenciam o processo de resfriamento. O resfriamento lento, desejado para melhor moabilidade do clínquer, também é um parâmetro a ser considerado. Equipamentos que permitam controle do tempo de resfriamento têm sido valorizados e é um dos motivos do resfriador tipo planetário ter sido preterido nos últimos tempos.

2.3 Elaboração do Modelo Integral

2.3.1 Balço de Energia

No caso mais geral, com sistema aberto e regime não permanente, a primeira lei da termodinâmica pode ser definida pela equação (FOX e MCDONALD, 2003):

$$\dot{Q} - \dot{W} = \frac{dE}{dt} \Bigg)_{\text{sistema}} \quad (2.1)$$

em que

$$E_{\text{sistema}} = \int_{M(\text{sistema})} e \, dm = \int_{\forall(\text{sistema})} e \rho d\forall \quad (2.2)$$

A energia específica é definida pelas somas das energias interna, cinética e potencial, ou seja:

$$e = u + \frac{v^2}{2} + gz \quad (2.3)$$

A taxa de transferência de calor \dot{Q} é positiva quando o calor é adicionado ao sistema e a taxa de trabalho \dot{W} é positiva quando trabalho é realizado pelo sistema. O balanço de energia é utilizado para calcular as temperaturas dos fluidos e materiais definido em um volume de

controle, regime permanente, gás ideal, e assim a primeira lei da termodinâmica fica simplificada para:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \int_{SC} \left(u + pv + \frac{V^2}{2} + gz \right) \rho \vec{V} d\vec{A} \quad (2.4)$$

Considerando ainda o trabalho realizado somente por tensões normais na superfície de controle, admitida como igual à pressão estática no ponto e desprezando os termos de energia potencial e cinética, a equação fica mais simplificada ainda como:

$$\dot{Q} = \int_{SC} h \rho \vec{v} d\vec{A} \quad (2.5)$$

em que

$$h = u + pv \quad (2.6)$$

Para o cálculo de balanço de energia, o modelo é discretizado no sentido axial do equipamento e são feitos balanços de energia nos volumes de controle do gás, do clínquer, da parede e da parede externa com o ambiente (Steinbach, 1987), utilizando os parâmetros indicados na FIGURA 2.2.

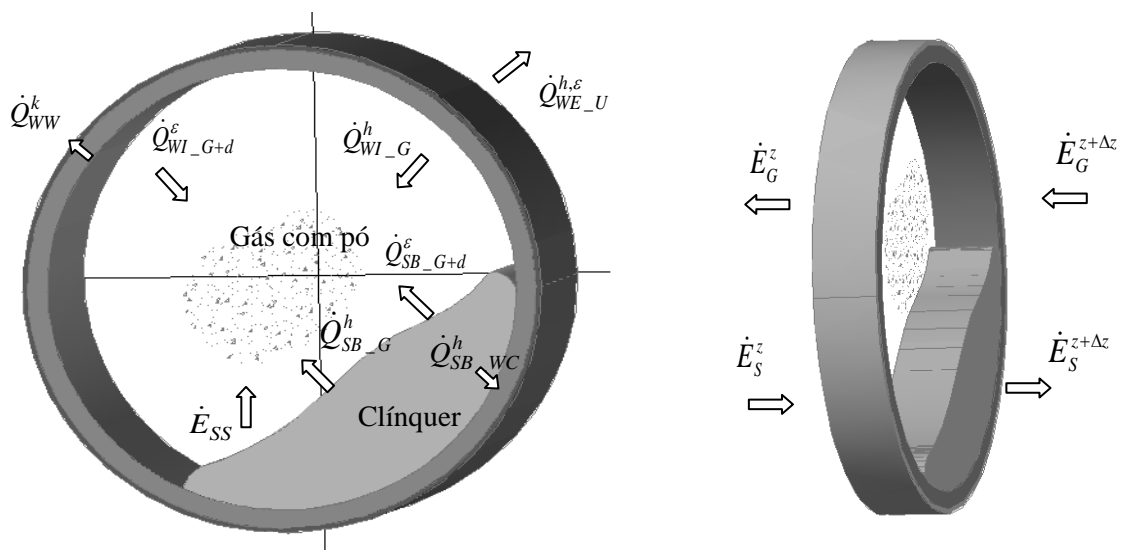


FIGURA 2.2 – Componentes do Balanço de Energia

A metodologia do balanço de energia será tratada no capítulo 1, por apresentar algumas modificações de modelos anteriormente propostos.

2.3.2 Tempo de Residência

Para elaboração do cálculo de balanço de energia utilizado no modelo com formulação integral, um importante critério a ser definido é o tempo de residência do material ou a velocidade de transporte axial através do equipamento.

Chen *et al.* (2009) apresentam uma análise das influências dos parâmetros operacionais e estruturais sobre o tempo de residência média e da taxa de escoamento de massa de sólidos em um forno rotativo experimental.

Lisboa *et al.* (2007) estudaram o desempenho de um secador rotativo em relação ao número de levantadores. Foi proposto um equacionamento e os resultados obtidos foram comparados com valores experimentais. Os resultados mostraram um aumento na eficiência do secador com o aumento do número de levantadores até um valor limite, para a condição ideal de operação. Os dados experimentais sobre o tempo de residência média foram comparados aos resultados obtidos por cálculos utilizando equações propostas na literatura. A equação proposta para a previsão de queda dos levantadores e comprimento de queda das partículas geraram estimativas muito precisas. Neste artigo, a equação para cálculo do tempo de residência proposto por Saemen e Mitchel (1954) mostrou melhores resultados que os demais e sua forma de cálculo é por meio da Equação (2.7).

$$t = \frac{L}{f_{H^*} Di n_{RES} (\tan \theta_{RES} - m' v)} \quad (2.7)$$

em que f_{H^*} é um fator de cascata com valores tipicamente entre 2 e π , que aumenta com o acréscimo da queda, e m' é um parâmetro empírico dimensional para um dado material. O sinal negativo indica escoamento em contracorrente, podendo ser considerado o sinal positivo para escoamento em corrente paralela, n_{RES} é a rotação em rpm, θ_{RES} é a inclinação do equipamento, e L e Di são o comprimento e o diâmetro interno do equipamento respectivamente.

Também são indicadas por Lisboa *et al* (2007) equações propostas por Friedman e Marshall (1949), Schofield e Glikin (1962), Kelly e O'Donnell (1977) e Perry e Green (1999) com resultados menos precisos em determinadas faixas de operação.

Liu e Specht (2006) analisaram a influência das variáveis operacionais sobre o tempo de residência média e queda dos sólidos em fornos rotativos. Através de um experimento com um forno rotativo de 400 mm de diâmetro foram feitas comparações com equações de tempo de residência propostas por Sullivan, Maier e Halson (1927), que deram bons resultados para os casos de pequenas cargas de forno, enquanto o modelo numérico de Saeman (1951) forneceu boas estimativas para toda a faixa de parâmetros considerados.

Liu *et al.* (2009) apresentaram uma solução analítica para o transporte axial de sólidos em fornos rotativos. Em função da geometria forno (diâmetro e comprimento), variáveis operacionais (rotação, taxa de alimentação de material e inclinação), propriedade do material (ângulo de repouso) e a altura da sela de retenção na saída determinou-se a profundidade do leito do sólido.

Ajayi e Sheehan (2012) apresentaram um estudo de análise de imagem para estimar a quantidade de material nos levantadores e determinar a carga de carregamento ideal em secadores rotativos com levantadores.

Uma das equações mais utilizadas é a velocidade de transporte axial, v_s , conforme apresentado por Duda (1977), deduzidas da mesma forma pela equação de Saeman e Mitchel (1954) com o fator f_{H^*} igual a 2,7.

$$v_s = f_{H^*} \cdot Di \cdot n_{RES} \cdot \tan \theta_{RES} \quad (2.8)$$

2.3.3 Transferência de Calor por Convecção pela Cortina de Material

Na região onde há levantadores, o balanço de energia será igual à condição da região em que não há levantadores, acrescentando a transferência de calor pela cortina formada pela queda de material dos levantadores. Para determinação da transferência de calor por convecção, deve ser definido o coeficiente de transferência de calor α de acordo com uma correlação

geralmente empírica. Muitas vezes, é dada em termos do número de Nusselt das partículas, que representa um gradiente de temperatura adimensional na superfície do material.

$$Nu_p = \frac{\alpha^h D}{k} \quad (2.9)$$

em que k é a condutividade térmica da fase contínua e D representa o comprimento característico que define a dimensão do sistema físico. Em equipamentos cilíndricos, utiliza-se normalmente o diâmetro como comprimento característico. Para seções diferentes, adota-se a principal dimensão de passagem que influencia o fluxo dos gases.

Para a transferência de calor em cortina, é muito utilizada uma correlação para transferência de calor por convecção em esferas formulada por Ranz e Marshall (1952), adequada para partículas esféricas até $Re_p \sim 5000$, como

$$Nu_p = 2 \left(1 + 0,3 Re_p^{1/2} Pr^{1/3} \right) \quad (2.10)$$

em que Pr é o número de Prandtl da fase contínua e Re_p é o número de Reynolds da partícula, que representa uma relação entre as forças de inércia do material e viscosa do fluido e é definido como

$$Re_p = \frac{vD}{\nu} \quad (2.11)$$

em que v e D são a velocidade e diâmetro da esfera respectivamente e ν é a viscosidade cinemática do fluido (INCROPERA e DeWITT, 2003).

Carlsson e Fernvik (1974) e Ludera e Poland (1980) utilizam a equação para transferência de calor entre o clínquer e o ar, proposta por Ohman (1971) para uma esfera em queda em um ambiente de ar com convecção forçada, válida para $10 < Re_p < 10^4$,

$$Nu = 2 + 0,53 Pr^{0,33} Re_p^{(0,5+0,002 \cdot Re_p^{0,25})} \quad (2.12)$$

Vários estudos foram realizados para avaliar o efeito cascata em tambores rotativos, secadores, resfriadores e fornos. São descritos a seguir alguns deles mostrando uma diversidade de aspectos analisados.

Abouzeid e Fuerstenau (1979) descreveram os resultados de uma investigação detalhada das condições de operação sobre o *hold-up*, ou derramamento do material em queda dos levantadores em um tambor rotativo, que mostra que o *hold-up* aumenta linearmente com a taxa de alimentação, decresce linearmente com a inclinação do tambor e tem um comportamento complexo com a variação da velocidade do cilindro.

Venkataramam e Fuerstenau (1986) apresentaram o comportamento de transporte em regime permanente de tambores rotativos equipados com levantadores de barras convencionais, e levantadores quadrados para frente e reverso-espiral, alimentado com hematita de tamanho regular.

Hirosue (1989), para a análise do coeficiente de transferência de calor volumétrico em secadores e resfriadores rotativos, apresentou um fator de correção para avaliar a influência de queda de partículas em torno de uma partícula única sobre o coeficiente de transferência de calor entre o escoamento de ar e a partícula única.

Langrish (1993) estudou um modelo de transporte de partículas através de secadores rotativos em cascata e comparou as previsões do *hold-up* em secadores rotativos em cascata feitas pelo modelo de transporte de partículas de Kramers e Croockewit (1952), como aplicado por Afacan e Masliyah (1990) com medições de *hold-up* feita sem escoamento de ar através do tambor por Matchett e Sheikh (1990). A comparação entre a previsão de *hold-up* e medições mostrou grandes diferenças de até uma ordem de magnitude. A divergência pode ser devido à interação entre os levantadores e as partículas no leito de material de sólidos na parte inferior do tambor, que é ignorado no modelo de Kramers e Croockewit, e para a simplificação dos mecanismos de movimento das partículas desse modelo. A divergência sugere que o modelo de *hold-up* de Kramers Croockewit não deve ser usado e que o modelo de *hold-up* de duas fases de Matchett e Baker (1987), e Matchett e Sheikh é

preferível para a estimativa da taxa de transporte de partículas em secadores rotativos com cascata.

Blumberg e Schlunder (1995) calcularam as características da cascata, ou seja, o *hold-up* de levantadores como uma função da posição angular do balanço de força e considerações geométricas. Os autores representaram as características de cascata em tambores de uma forma geral adimensional, assumido como linear, através da definição de um *hold-up* normalizado dos levantadores.

Driver (1999) investigou a influência da geometria do levantador na área de superfície de contato entre as fases sólidas e gás, a transferência de massa entre estas fases e a eficiência operacional do secador.

Revol *et al.* (2001) elaboraram novas equações para prever o *hold-up* de sólidos em levantadores com três segmentos, mostrando que o ângulo do nível de sólidos em um levantador pode ser afetado pela geometria do levantador.

Kemp (2004) propôs uma nova fórmula para o movimento de partículas em cascata em secadores rotativos, comparando com as correlações existentes.

Britton *et al.* (2006) propuseram um modelo de transporte de sólidos para secadores rotativos com levantadores combinando os esforços de modelagem estatística e mecânica para criar um modelo de compartimento fisicamente motivado envolvendo pares de tanques perfeitamente misturados ligados em um arranjo em série.

Lisboa (2007) estudou o desempenho de um secador rotativo em relação ao número de levantadores. Os resultados mostram um aumento na eficiência do secador com o aumento do número de levantadores, até um valor limite, para condições de operação ideais.

Puyvelde (2009) apresentou um modelo para avaliar o perfil de *hold-up* de uma série de levantadores que mostram que levantadores mais complexos são capazes de distribuir o material de forma mais uniforme em toda a secção transversal do secador em comparação com levantadores simples, e isto pode melhorar a transferência de massa e calor global do secador.

Castaño *et al.* (2009) apresentaram uma metodologia para a modelagem de cascata de sólidos em secadores rotativos para escoamento paralelo. Foram utilizadas equações diferenciais e algumas correlações para simplificar o seu tratamento.

Huang *et al.* (2009) apresentaram um teste experimental com análise de imagens em tambores rotativos para materiais finos, incluindo a avaliação com levantadores no que diz respeito, principalmente, à variação da velocidade de rotação.

Arruda *et al.* (2009) compararam o desempenho de um secador rotativo em cascata convencional, com uma configuração modificada, conhecida como um secador rotativo aerado. Os autores mostraram uma melhoria no desempenho de secagem, devido ao melhor contato gás-partícula.

Cole *et al.* (2010) realizaram uma série de experiências de contato normal e deslizante sobre o material usado nas experiências laboratoriais tri axiais para obter leis de contato grão-grão para o desenvolvimento de modelos de elementos discretos confiáveis com objetivo de simular a mecânica de experimentos em meio granular.

Lee e Sheehan (2010) desenvolveram um modelo derivado geométrico para o perfil de descarga de um levantador genérico com duas seções. A observação das imagens de alta velocidade mostra que a descarga de sólidos nos levantadores é descontínua, e que existem flutuações significativas.

Cronin *et al.* (2011) decompuseram o movimento das partículas em cilindros rotativos horizontais de duas formas: transição de levantador para levantador simultaneamente acompanhada pelo movimento axial através do tambor. O movimento da partícula entre os levantadores é analisado como um deslocamento aleatório binomial e o movimento ao longo do tambor como um deslocamento aleatório trinomial. Um esquema é apresentado para acoplar os modos em conjunto para encontrar as estimativas teóricas do tempo de residência médio e sua variância. A abordagem é validada por comparação com as medições experimentais e simulações numéricas por Monte Carlo.

Ajayi e Sheehan (2012a, b) apresentaram uma técnica de análise de imagens para estimar a quantidade de material dentro do levantador de um tambor rotativo e para determinar a condição de carga adequada.

Grajales *et al.* (2012) analisaram a mistura e movimento de partículas em um tambor rotativo com levantadores. As variáveis controladas foram a carga de partículas, a velocidade de rotação do tambor e a presença de tubos internos.

Si *et al.* (2012) desenvolveram um modelo de transferência de calor melhorado do resfriador rotativo com levantadores para avaliação de cinzas, considerando a combustão de carvão residual.

Kamke (1984), Sherrit *et al.* (1993), Pan *et al.* (2006), Cristo (2004), Arruda (2008), Fernandes (2006) e Silvério (2010) também apresentaram avaliações gerais em tambores rotativos com análise da cascata e seus levantadores.

Apesar da diversidade de estudos encontrados sobre a transferência de calor em cortinas, a grande maioria fala de processos de secagem. Além disso, muitas vezes, os trabalhos encontrados procuram definir fatores globais sem a preocupação de discretizar os processos internos da transferência de calor no equipamento. Esses processos internos discretizados do resfriador tipo rotativo planetário, com a transferência de calor pela cortina, são ainda uma fronteira da engenharia a ser mais pesquisada. De toda forma, foram utilizadas nesse trabalho as metodologias de cálculo do volume do levantador e distribuição de material no equipamento apresentadas na literatura.

2.3.4 Transferência de Calor do Leito de Material e da Parede Interna com o Ar

Para o cálculo da transferência de calor entre o leito de material e a parede interna com o ar, $\dot{Q}_{SB_G}^h$ e $\dot{Q}_{WI_G}^h$ (ver FIGURA 2.2), a Equação (2.13) aproximada da equação de correlação de Dittus-Boelter para escoamento turbulento em um tubo pode ser utilizada (CARLSON e FERNVIK, 1974; LUDERA e POLAND, 1980).

$$Nu_{SB_G}^h = Nu_{WI_G}^h = 0,024 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,37} \quad (2.13)$$

no qual as propriedades são consideradas à temperatura do gás.

2.3.5 Transferência de Calor entre o Leito de Material e a Parede

Tscheng e Watkinson (1979) apresentaram uma equação empírica para a transferência de calor por convecção entre o leito e a parede dado pela Equação (2.14).

$$Nu = 11,6Pe^{0,3} \quad (2.14)$$

com o número de Peclet calculado pela Equação (2.15).

$$Pe = \frac{\omega r_i^2 \Gamma}{\varphi_{SB}} \quad (2.15)$$

em que Γ é o grau de enchimento do equipamento, ω é a rotação ($rad.s^{-1}$) e φ_{SB} é a difusividade térmica do material no leito ($m^2.s^{-1}$). Com a condutividade térmica do material do leito k_{SB} a taxa de transferência de calor q_{WC_SB} pode ser calculada para definir a transferência de calor entre o material no leito e a parede coberta pela Equação (2.16). O comprimento característico da equação de Nusselt é definido pelo comprimento de corda definido pela parte coberta da circunferência formada pelo diâmetro interno da parede.

$$q_{WC_SB} = \alpha_{WC_SB}^h (T_{WI} - T_{SB}) \quad (2.16)$$

em que os subscritos SB, WC, WI indicam o leito de material, a parede interna e somente a parede interna coberta por material.

Steinbach (1987) definiu o coeficiente de transferência de calor por convecção entre o clínquer, para grandes partículas, e a parede com o valor de $120 W / m^2 . ^\circ C$. Este valor está na faixa dos valores calculados propostos por Tscheng e Watkinson (1979). Ferron e Singh (1991) fizeram uma comparação desta correlação de Tscheng e Watkinson com outras e suas próprias deduções analíticas. Baseado nessas análises, Boateng (2008) concluiu que a Equação (2.14) é adequada para a estimativa do coeficiente de transferência de calor entre o leito e a parede.

2.3.6 Transferência de Calor por Condução pela Parede

A transferência de calor por condução na parede \dot{Q}_{ww}^k pode ser deduzida pela lei de Fourier para a condição da parede do equipamento composta de várias camadas. Diferentes tipos de materiais e espessuras podem ser considerados.

$$\dot{Q}_{ww}^k = \frac{2\pi}{\sum_i \frac{\ln(D_{W,i+1}/D_{W,i})}{k_{W,i} \cdot \delta_{W,i}}} (T_{WE} - T_{WI}) \quad (2.17)$$

em que k é a condutividade e δ é a espessura da camada da parede e os subscritos W, WE, WI e W,i indicam informações da parede externa à interna, da parede externa, da parede interna e de uma camada interna entre a externa e a interna. Em algumas regiões do resfriador são utilizadas placas de revestimento com espaços vazios, podendo ser preenchidos com lã de vidro. Também são encontradas placas com montagens com grande folga entre elas, para permitir dilatação. Nestas condições devem ser considerados critérios de condutividade térmica simuladas por resistências em paralelo e sujeito à resistência de contato entre as placas conforme proposto por Holman (1986).

2.3.7 Transferência de Calor Interna por Radiação

Para a análise de radiação do gás em um ambiente fechado, a energia de calor líquido transferida do gás para a parede pode ser definida como a energia emitida menos a energia da superfície absorvida pelo gás ou

$$\frac{q}{A} = \varepsilon_G \sigma T_G^4 - \chi_G \sigma T_W^4 \quad (2.18)$$

em que ε_G e χ_G são a emissividade e a absorvidade do gás, respectivamente, para a radiação proveniente da superfície negra a temperatura T_W .

Para o caso de radiação considerando uma dispersão de pó no gás, considera-se um fator adicional e a equação fica alterada para (VDI, 2010)

$$\frac{q}{A} = \frac{\varepsilon_W}{\chi_{G+d} + \varepsilon_W - \chi_{G+d}\varepsilon_W} (\varepsilon_g \sigma T_G^4 - \chi_G \sigma T_W^4) \quad (2.19)$$

Para o caso em que o volume gasoso está confinado entre duas superfícies de temperaturas T_1 e T_2 , um balanço de energia deve ser feito para cada parede (HOLMAN, 1986).

Assim, o ganho de energia para cada superfície será, respectivamente,

$$q_1 = \dot{G}_1 A_1 - \dot{E}_1 A_1 \quad (2.20)$$

$$q_2 = \dot{G}_2 A_2 - \dot{E}_2 A_2 \quad (2.21)$$

em que as irradiações G_1 e G_2 podem ser avaliadas em termos da energia total chegando a cada superfície.

Assim, para a superfície 1, a irradiação sobre essa superfície é igual à irradiação proveniente do gás mais a irradiação proveniente da superfície 2 transmitida através do gás ou

$$\dot{G}_1 A_1 = A_G F_{G1} \varepsilon_{G,TG} \dot{E}_G + A_2 F_{21} \tau_{G,T2} \dot{E}_2 \quad (2.22)$$

A transmissividade τ_{gT2} para a radiação proveniente de T_2 é obtida da absortividade χ_{gT2} , Equação (2.23).

$$\tau_{G,T2} = 1 - \chi_{G,T2} \quad (2.23)$$

Para a superfície 2, as equações são obtidas de maneira semelhante.

As equações acima são válidas para superfícies negras trocando calor com o gás. Normalmente as paredes estão sujas e cobertas de fuligem, tendo emissividades muito altas e as equações acima são válidas. Conforme Hottel (1954), para superfícies com emissividade

da parede ε_w superior a 0,8, a energia de transferência de calor líquido transferido pode ser calculado multiplicando pelo fator indicado na Equação (2.24).

$$\frac{q_{CIN}}{q_{NEG}} = \frac{\varepsilon_w + 1}{2}, \text{ v\u00e1lido para } \varepsilon_w > 0,8 \quad (2.24)$$

em que q_{NEG} e q_{CIN} s\u00e3o energia transferida por um corpo negro e cinzento, respectivamente. Para considerar a presen\u00e7a de p\u00f3 em suspens\u00e3o no g\u00e1s e seu efeito na radia\u00e7\u00e3o, a emissividade total dessa composi\u00e7\u00e3o pode ser definida pela Equa\u00e7\u00e3o (2.25) (VDI, 2010).

$$\varepsilon_{G+d} = (1 - \beta) \left(\frac{1 - \exp(-\zeta_{emi,G+d})}{1 + \beta \exp(-\zeta_{emi,G+d})} \right) \quad (2.25)$$

com a espessura \u00f3tica $\zeta_{emi,G+d}$ para a emissividade da mistura g\u00e1s s\u00f3lido sendo definida pela Equa\u00e7\u00e3o (2.26).

$$\zeta_{emi,G+d} = (\Omega_{ABS} AL_p + f_{emi,G}) \mathcal{I}_{mb} \gamma \quad (2.26)$$

A absortividade total da mistura g\u00e1s-s\u00f3lido pode ser definida pela Equa\u00e7\u00e3o (2.27).

$$\chi_{g+p} = (1 - \beta) \left(\frac{1 - \exp(-\zeta_{ABS,G+d})}{1 + \beta \exp(-\zeta_{ABS,G+d})} \right) \quad (2.27)$$

com a espessura \u00f3tica para a absor\u00e7\u00e3o para a mistura g\u00e1s-s\u00f3lido definida pela Equa\u00e7\u00e3o (2.28).

$$\zeta_{ABS,g+p} = (\Omega_{ABS} AL_p + f_{abs,G}) \mathcal{I}_{mb} \gamma \quad (2.28)$$

Os termos auxiliares das Equa\u00e7\u00f5es (2.29) e (2.30) devem ser considerados.

$$\gamma = \sqrt{1 + \frac{2\Omega_{bsc}}{\Omega_{ABS}}} \quad (2.29)$$

$$\beta = \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \quad (2.30)$$

Os fatores dos coeficientes de absorção e emissão para a fase gás podem ser determinados pelas Equações (2.31) e (2.32).

$$f_{emi,g} = -\frac{\ln(1 - \varepsilon_G)}{l_{mb}} \quad (2.31)$$

$$f_{abs,g} = -\frac{\ln(1 - \chi_V)}{l_{mb}} \quad (2.32)$$

em que l_{mb} é o comprimento de onda médio, χ_V é a absortividade do gás, podendo calculada para a condição de gás com vapor d'água, desprezando os demais elementos, pela Equação (2.33).

$$\chi_V = \left(\frac{T_g}{T_w}\right)^{0,45} f_{pH2O} \cdot \varepsilon_G \quad (2.33)$$

O efeito da umidade no gás também deve ser considerado na radiação. A emissividade ε_g do gás com vapor d'água, para cálculos analíticos, pode ser obtida pela Equação (2.34) de dois polinômios de segunda ordem apresentada por Leckner (1972).

$$\ln(\varepsilon_G) = a_o + \sum_{i=1}^M a_i \lambda^i \quad (2.34)$$

em que

$$a_i = c_{0i} + \sum_{j=1}^N c_{ji} T^j \quad (2.35)$$

sendo T a temperatura do gás (K) dividido por 1000 e

$$\lambda = p_V l_{efe} / 1000 \quad (2.36)$$

em que p_V é a pressão parcial do vapor no gás (Pa) e l_{efe} é o comprimento de efetivo do feixe (m) que, para geometrias específicas, pode ser aproximado pela Equação (2.37) (HOLMAN, 1986).

$$l_{efe} = 0,9 \cdot \frac{4V}{A} \quad (2.37)$$

sendo V o volume do gás e A é a área de superfície em volta do corpo gasoso. Os índices c_{ji} podem ser calculados da TABELA 2.2 (Leckner, 1972).

Esta equação apresenta um desvio de 5 % comparado com medições apresentadas por Hottel e Egbert (1942).

TABELA 2.2 – Índices c_{ji} do Polinômio de Leckner

i	c_{0i}	c_{1i}	c_{2i}
0	-2,2118	-1,1987	0,035596
1	0,85667	0,93048	-0,14391
2	-0,10838	-0,17156	0,045915

Fonte: Leckner (1972)

Para o cálculo da emissividade, deve ser acrescentado um fator para pressão total do gás diferente de 10^5 Pa. Para pressão menor que 10^5 Pa, o diagrama da FIGURA 2.3 pode ser considerado (HOTTEL, 1954).

O cálculo da absortividade para vapor d'água é deduzido da Equação (2.38).

$$\chi_V = \varepsilon_G \left(\frac{T_G}{T_W} \right)^{0,45} \quad (2.38)$$

que é válido para pressão total de 10^5 Pa e também deverá ter o fator de correção da pressão, que poderá já estar embutido no valor corrigido da emissividade.

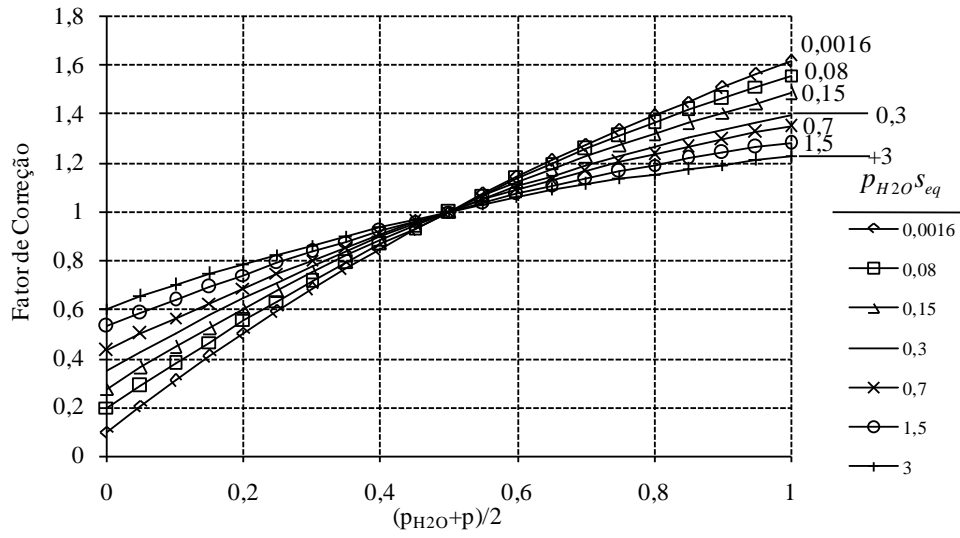


FIGURA 2.3 – Fator de Correção para Pressão Menor que 10^5 Pa em função de $p_{H2O} S_{eq}$

Na FIGURA 2.4 é apresentada a eficiência de absorção Ω_{abs} e de retroespalhamento (*backscattering*) Ω_{bsc} média relativa definida para calcário em função do diâmetro da partícula d_{mp} (BRUMMEL e VORTMEYER, 1998).

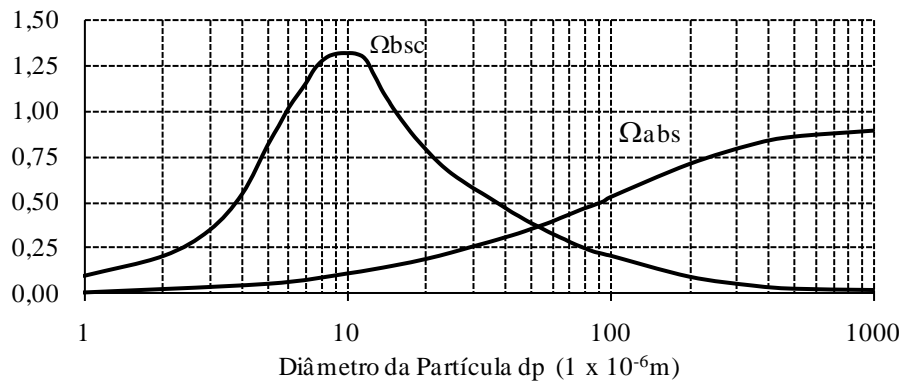


FIGURA 2.4 – Eficiência Absorção e Retroespalhamento Média Relativa para Calcário
Fonte: Brummel e Vortmeyer, 1998.

2.3.8 Transferência de Calor Externa por Radiação e Convecção

Para o cálculo da transferência de calor da parede externa do resfriador para o ambiente, deve ser considerado um modelo de transferência de calor por convecção e por radiação.

A transferência de calor por convecção em baixas velocidades deve considerar o modelo por convecção natural e por convecção forçada. Esta análise deve ser feita para a condição Gr/Re^2 próximo da unidade. Para esta convecção combinada pode ser considerada como estimativa inicial a Equação (2.39) (CHURCHILL, 1970; HALL e PRICE, 1970).

$$Nu^{hn} = Nu^{hf^n} + Nu^{hn^n} \quad (2.39)$$

Para escoamento sobre tubos horizontais a melhor correlação obtida é para $n=3$, embora esta equação seja apenas uma primeira aproximação, não sendo tratada como equação de maior precisão (INCROPERA e DeWITT, 2003).

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção seja forçada ou natural pode ser calculado a partir do número de Nusselt, apresentado na Equação (2.40).

$$\alpha^h = \frac{Nu \cdot k}{d} \quad (2.40)$$

Para o modelo de transferência de calor externo por convecção forçada do equipamento para o ambiente, este fator adimensional pode ser calculado considerando um escoamento cruzado sobre tubos como (HOLMAN, 1986)

$$Nu^{hf} = C \cdot Re_f^{fn} \cdot Pr^{1/3} \quad (2.41)$$

em que os coeficientes C e fn são definidos da TABELA 2.3 e Re_f é o número de Reynolds calculado à temperatura de película e pode ser definido pela Equação (2.42).

$$\text{Re}_f = \frac{v \cdot D}{\nu_f} \quad (2.42)$$

em que v é a velocidade sobre o tubo, D é o diâmetro do tubo e ν_f é a viscosidade cinemática na temperatura de película

TABELA 2.3 – Coeficientes C e fn da Equação (2.41)

Re	0,4–4	4–40	40–4000	4000–40.000	40.000–400.000
C	0,989	0,911	0,683	0,193	0,0266
fn	0,33	0,385	0,466	0,618	0,805

Fonte: Hilpert(1933); Knudsen e Katz (1958)

Para o cálculo da transferência de calor por convecção natural, calcula-se inicialmente o número de Grashof (INCROPERA e DEWITT, 2003), Equação (2.43).

$$\text{Gr} = \frac{g\beta\Delta TD^3}{\nu^2} \quad (2.43)$$

que é utilizado para calcular o número de Nusselt (LI *et al.*, 2007), definido por Morgan (1975) para escoamento com convecção natural, Nu^{hn} , sobre um cilindro horizontal longo isotérmico, como indicado na Equação (2.44).

$$Nu^{hn} = C(Ra)^n \quad (2.44)$$

em que o número de Rayleigh Ra é definido pelo produto do número de Grashof e o número de Prandtl ($Ra = Gr Pr$). Os coeficientes C e n são definidos da TABELA 2.4.

TABELA 2.4 – Coeficientes C e n da Equação (2.44)

Gr	$10^4 a 10^7$	$10^7 a 10^{12}$
C	0,48	1/4
n	0,125	1/3

Fonte: Morgan, 1975

Churchill e Chu (1975) sugerem uma única equação para toda a faixa $Ra \leq 10^{12}$

$$Nu^{hm} = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + (0,599/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (2.45)$$

Determinando-se a transferência de calor por convecção, adiciona-se o coeficiente de transferência de calor por radiação conforme a Equação (2.46), que define a transferência de calor externa total do tubo.

$$\alpha^\varepsilon = \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_{WE}^4 - T_U^4) \quad (2.46)$$

Steinbach (1987) apresentou um modelo de transferência de calor externa da parede do equipamento para o ambiente considerando a parte convectiva e a radiativa, definida a partir da equação (2.47)

$$\dot{Q}_{WE,U}^{h,\varepsilon} = \alpha_{WU}^{h,\varepsilon} \cdot S_{WE} \cdot (T_{WE} - T_U) \quad (2.47)$$

em que T_{WE} é a temperatura externa da parede e o coeficiente de transferência de calor é calculado pela Equação (2.48).

$$\alpha_{WE,U}^{h,\varepsilon} = 0,3 \cdot D + 9,25 + 4,9 \cdot \frac{T_{WE}}{100} + 0,14 \cdot \left(\frac{T_{WE}}{100} \right)^2 + 0,078 \cdot \left(\frac{T_{WE}}{100} \right)^3 \quad (2.48)$$

Especificamente para o resfriador satélite, a Equação (2.41) foi usada em modelos de cálculo de transferência de calor por convecção forçada com os fatores $C=0,00762$ e $n=0,905$ utilizado para o balanço de energia global do forno (HOLDERBANK, 1992). Na mesma referência é apresentada uma equação para transferência de calor por radiação externa (2.49), que tem resultados similares à Equação (2.48).

$$\alpha_{WE,U}^{\varepsilon} = 4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon \cdot T^3 \cdot \left(1 + 0,25 \cdot \left(\frac{\Delta T}{T} \right)^2 \right) \quad (2.49)$$

A FIGURA 2.5 indica uma área externa, camada de envelopamento, definida pelo diâmetro da parte externa de todo o equipamento. Devido à característica de similaridade com os tubos vizinhos, esta área é utilizada para o cálculo da transferência de calor, ao invés de considerar a área externa do tubo do resfriador (HOLDERBANK, 1992).

Para o cálculo da transferência de calor por convecção natural foi utilizada a Equação (2.44), com os fatores $C=0,13$ e $n=1/3$ conforme Adams (1954).

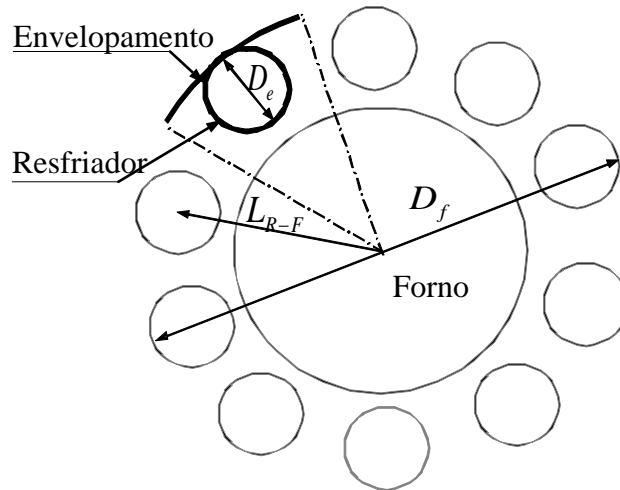


FIGURA 2.5 – Envelopamento do Resfriador

2.3.9 Eficiência Energética

Em geral, o desempenho de um sistema é definido como a razão entre o que é produzido (energia pretendida) e o que é usado (energia gasta) (VAN WYLEN *et al.*, 1995).

Para o resfriador de clínquer, o desempenho pode ser medido pela seguinte relação:

$$\eta = \frac{E_{G,F}}{E_{S,I}} \quad (2.50)$$

em que $E_{G,F}$ representa a energia do ar secundário, que é o ar quente que sai do resfriador, e $E_{S,I}$ é a energia do clínquer quente do forno que entra no resfriador. Ou expressando de outra forma:

$$\eta = 1 - \frac{\text{perdas}}{E_{S,I}} \quad (2.51)$$

em que as perdas envolvem tanto a transferência de calor pela carcaça por radiação e convecção como a perda de energia devido à temperatura elevada do clínquer na saída do resfriador. A energia gasta deveria considerar também os trabalhos realizados em todos os equipamentos, normalmente acionados por energia elétrica:

$$\eta = \frac{E_{G,F}}{E_{S,I} + E_{ELE}} \quad (2.52)$$

Um índice mais completo para diversos tipos de sistemas deverá considerar uma avaliação econômica para poder considerar diferentes custos de energia, implantação, manutenção, etc., não analisada neste trabalho.

2.4 Modelagem em Mecânica dos Fluidos Computacional - MFC

Não é objetivo deste trabalho, o desenvolvimento de softwares envolvendo mecânica dos fluidos computacional. Atualmente, existem programas comerciais que permitem o desenvolvimento de cálculos matemáticos para resolução de problemas de engenharia que serão utilizados neste trabalho.

Três programas de computador foram utilizados para a modelagem do problema em MFC: os softwares Fluent e CFX da empresa Ansys e o software STAR-CCM+ da empresa CD-Adapco. A empresa Ansys é uma companhia especializada em software para solução de engenharia, especialmente na área de cálculo numérico, com diversos programas de método de elementos finitos como de volumes finitos e MFC. Os programas de cálculo CFX e Fluent de MFC são independentes, adquiridos pela empresa Ansys e fazem parte de um único programa de computador chamado Ansys.

A teoria detalhada pode ser encontrada tanto no manual de teoria dos programas dos fabricantes, como em livros específicos da área (MALALASEKERA e VERSTEEG, 2007; MALISKA, 2004; FERZIGER e PERIC, 2002).

A análise de um modelo multifásico (gás e sólido neste caso) exige a avaliação do tipo do modelo. É possível uma abordagem Euler-Euler ou Euler-Lagrange.

Para a avaliação do modelo multifásico foi avaliada a abordagem do problema utilizando um programa acoplado de MFC com método do elemento discreto, ou DEM (discrete element method). O DEM segue um modelo Lagrangiano, com rastreamento das partículas ao longo de um sistema. Acoplado ao MFC, que basicamente segue um modelo Euleriano, é possível a análise da transferência de calor da partícula para o fluido, formando um modelo Euler-Lagrange.

O software STAR-CCM+ da empresa CD-Adapco, de cálculo numérico de programas de método de elementos finitos, também possui a metodologia DEM.

Neste item será apresentado o critério geral de análise e cálculo numérico. O objetivo é mostrar um conhecimento geral que permita definir os procedimentos internos de cálculo dos programas, sendo considerado, principalmente, os manuais de teoria dos programas de computador

2.4.1 Equações Descritivas

Para elaboração da metodologia em mecânica dos fluidos computacional, MFC, termo também conhecido pela sigla CFD (da língua inglesa *computational fluid dynamics*), são definidas as equações que descrevem os escoamentos de fluidos e a transferência de calor, bem como as condições de contorno necessárias à resolução destas equações. As equações geradas são: equação da conservação de massa, equações de quantidade de movimento em três dimensões e a equação da energia.

A equação da continuidade ou conservação de massa, válida tanto para fluidos incompressíveis como compressíveis, pode ser definida como (VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995; ANSYS, 2009a)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (2.53)$$

em que o termo fonte S_m representa a massa adicionada a uma fase contínua de uma segunda fase. As equações da quantidade de movimento são definidas pela Equação de Navier-Stokes (2.54).

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2.54)$$

em que p é a pressão estática e \vec{F} e \vec{g} são as forças de corpos externas e de gravidade. O tensor $\vec{\tau}$ é dado pela Equação (2.55).

$$\vec{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (2.55)$$

A equação de conservação da energia é dada pela Equação (2.56).

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v} (\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{ef} \nabla T - \sum_j \vec{h}_j \vec{J}_j + (\vec{\tau}_{ef} \cdot \vec{v}) \right) + S_h \quad (2.56)$$

em que k_{ef} é o coeficiente de condutividade ($k + k_t$, sendo k_t a condutividade térmica turbulenta definida de acordo com o modelo de turbulência utilizado) e \vec{J}_j representa o fluxo da espécie j . Os três primeiros termos do lado direito da Equação (2.56) representam a transferência de energia devido à condução, difusão da espécie e dissipação viscosa, respectivamente. O termo S_h considera a energia para a reação química ou outra fonte de calor volumétrica definida. A transferência de energia por radiação também será incluída neste termo fonte. Dependendo da aplicação, outras equações podem ser inseridas no modelo (ANSYS, 2009a).

2.4.2 Modelos de Turbulência

Turbulência consiste em flutuações no campo de escoamento no tempo e no espaço. É um processo complexo, principalmente porque é tridimensional, instável e consiste em muitas escalas. Pode ter um efeito significativo sobre as características do escoamento. A turbulência ocorre quando as forças de inércia do fluido tornam-se significativas em comparação com as forças viscosas, e é caracterizado pelo valor elevado do número de Reynolds.

Em princípio, as equações de Navier-Stokes descrevem escoamentos tanto laminar como turbulentos sem a necessidade de informações adicionais. Entretanto, os escoamentos turbulentos em números de Reynolds usuais, na prática, abrangem uma grande variedade de escalas de comprimento e tempo. Podem, geralmente, envolver escalas de comprimento muito menores do que a menor malha de volumes finitos usada em análise numérica. A simulação numérica direta (DNS) destes escoamentos exigiria elevado esforço computacional que é muitas ordens de grandeza maior do que o disponível em um futuro previsível (ANSYS, 2009b).

Modelos foram desenvolvidos especificamente para considerar os efeitos da turbulência, sem recorrer a uma malha proibitivamente fina e a simulação numérica direta. A maioria dos modelos de turbulência é estatística. Algumas exceções são as metodologias utilizadas o *Large Eddy Simulation* (LES) e o *Detached Eddy Simulation* (DES) (ANSYS, 2009b). Neste trabalho, o modelo manterá o critério de um modelo de turbulência estatística.

Em escalas de tempo muito maior que as escalas de tempo das flutuações turbulentas, pode-se dizer que o escoamento turbulento apresenta características médias, com uma variante do tempo adicional, componente da flutuação. Por exemplo, a componente de velocidade pode ser dividida em uma componente média, e uma componente variante no tempo. De um modo geral, modelos de turbulência procuram modificar as equações transientes de Navier-Stokes pela introdução de quantidades médias e uma variação para produzir as equações de Navier-Stokes mediadas por Reynolds (*Reynolds Average Navier-Stokes* ou RANS). Essas equações representam as quantidades de escoamento médio, enquanto se modelam os efeitos de turbulência sem a necessidade de uma resolução das flutuações turbulentas. Todas as escalas do campo turbulência são modeladas. Os modelos de turbulência baseados nas equações

RANS são conhecidos como modelos de turbulência estatística devido ao procedimento de média estatística empregada para obter as equações (ANSYS, 2009b).

A simulação das equações RANS reduz significativamente o esforço computacional em comparação com uma simulação numérica direta (DNS) e geralmente é adotada para cálculos práticos de engenharia. No entanto, o procedimento de média introduz termos desconhecidos adicionais contendo produtos das quantidades flutuantes, que atuam como tensões adicionais no fluido. Estes termos, chamados de tensões de Reynolds ou tensões turbulentas, são difíceis de determinar diretamente e assim se introduzem novas incógnitas no modelo.

As tensões de Reynolds (turbulentas) necessitam de equações adicionais de quantidades conhecidas de modo a atingir o fechamento. O fechamento implica que exista um número suficiente de equações para todas as variáveis desconhecidas, incluindo o tensor de Reynolds. As equações utilizadas para fechar o sistema define o tipo de modelo de turbulência (ANSYS, 2009b).

As equações de Navier-Stokes mediadas por Reynolds (RANS) são definidas como indicado nas Equações (2.57) a (2.59) (MALALASEKERA e VERSTEEG, 2007):

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \nabla \cdot (U\vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \nabla \cdot (\nabla U) + \frac{1}{\rho} \left[-\frac{\partial(\rho u'^2)}{\partial x} - \frac{\partial(\rho u' v')}{\partial y} - \frac{\partial(\rho u' w')}{\partial z} \right] + S_{Mx} \quad (2.57)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \nabla \cdot (V\vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \nabla \cdot (\nabla V) + \frac{1}{\rho} \left[-\frac{\partial(\rho u' v')}{\partial x} - \frac{\partial(\rho v'^2)}{\partial y} - \frac{\partial(\rho v' w')}{\partial z} \right] + S_{My} \quad (2.58)$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \nabla \cdot (W\vec{U}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \nabla \cdot (\nabla W) + \frac{1}{\rho} \left[-\frac{\partial(\rho u' w')}{\partial x} - \frac{\partial(\rho v' w')}{\partial y} - \frac{\partial(\rho w'^2)}{\partial z} \right] + S_{Mz} \quad (2.59)$$

Dessa forma, são originados seis termos de tensão extra, sendo três tensões normais e três tensões de cisalhamento indicadas nas Equações (2.60) e (2.61).

$$(a) \quad \tau_{xx} = -\rho u'^2 \quad (b) \quad \tau_{yy} = -\rho v'^2 \quad (c) \quad \tau_{zz} = -\rho w'^2 \quad (2.60)$$

$$(a) \quad \tau_{xy} = \tau_{yx} = -\rho u' v' \quad (b) \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} = -\rho u' w' \quad (c) \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} = -\rho v' w' \quad (2.61)$$

Um termo de transporte turbulento extra similar às equações RANS é definido para a equação de transporte de uma variável escalar qualquer, por exemplo, a temperatura. A equação de transporte para uma variável escalar ϕ é definida pela Equação (2.62).

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \nabla \cdot (\phi \bar{U}) = \frac{1}{\rho} \nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla \phi) + \left[-\frac{\partial(u' \phi')}{\partial x} - \frac{\partial(v' \phi')}{\partial y} - \frac{\partial(w' \phi')}{\partial z} \right] + S_\phi \quad (2.62)$$

Os termos extras representados pelas Tensões de Reynolds na equação de quantidade de movimento para um escoamento turbulento inserem novas incógnitas no sistema de equações. Dessa forma, é gerada a necessidade da inserção de novas equações no sistema para que este possa ser resolvido. As novas equações relacionam as tensões turbulentas às componentes médias do movimento, e são chamadas de Modelos de Turbulência.

Em geral, os modelos de turbulência são compostos por equações diferenciais parciais que descrevem o transporte de grandezas relacionadas ao fenômeno da turbulência. Modelos de turbulência de primeira ordem se apoiam na hipótese de Boussinesq, de que as tensões de cisalhamento devidas à turbulência são linearmente dependentes da taxa de deformação média como no escoamento laminar. Estes modelos são classificados pelo número de equações diferenciais usadas: modelos de zero equações ou algébricos (viscosidade turbulenta ou comprimento de mistura).

Cada modelo tem características positivas e negativas. Deve-se buscar uma concordância entre o modelo e o fenômeno físico estudado. Por exemplo, um modelo preciso na descrição de uma camada limite colada pode fornecer resultados irreais para regiões onde haja descolamento.

Atualmente, diversos modelos de turbulência são disponíveis e utilizados com comprovada eficiência em suas respectivas aplicações. e são amplamente documentados e literatura específica.

2.4.3 Modelos de Radiação

Alguns modelos de radiação são disponíveis para o desenvolvimento do cálculo numérico, como o modelo de radiação de transferência discreta (DTRM), modelo de Monte Carlo, o modelo de Rosseland, o modelo P1, o modelo superfície a superfície (S2S) e o modelo de ordenada discreta (DO), sendo feita uma análise dos três últimos modelos.

2.4.4 Equações Descritivas para Radiação

Para a transferência de calor por radiação, é considerada a seguinte correlação que inclui a absortividade, emissividade e espalhamento médio na posição \vec{r} e na direção \vec{s} (MODEST, 2003):

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}) \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (2.63)$$

em que \vec{r} , \vec{s} e \vec{s}' são os vetores de posição, direção e de direção de espalhamento, s é o comprimento do fluxo da radiação, a é o coeficiente de absorção, n é o índice de refração, σ_s é o coeficiente de espalhamento, I é a intensidade de radiação, que depende da posição e direção, Φ é uma função de fase e Ω' é o ângulo sólido.

2.4.5 Modelo de Radiação P1

O modelo de radiação P1 resolve a Equação (2.63) como uma equação de difusão com pouca demanda de CPU. O modelo inclui o efeito de dispersão. Para aplicações de combustão, em que a espessura ótica é grande, o modelo P1 funciona razoavelmente bem (CHENG, 1964; SIEGEL e HOWELL, 1992). Além disso, o modelo P1 pode ser facilmente aplicado a geometrias complicadas com coordenadas curvilíneas. Tem, entretanto, as seguintes limitações:

1. assume que todas as superfícies são difusas. Isto significa que a reflexão da radiação incidente na superfície é isotrópica em relação ao seu ângulo de incidência;
2. considera radiação de corpo cinzento;
3. tende a superestimar os fluxos de radiação de fontes de calor ou sumidouros localizados; e
4. pode haver uma perda de precisão, dependendo da complexidade da geometria, se a espessura ótica é pequena.

A espessura ótica pode ser calculada por $(a + \sigma_s)L$ em que a é o coeficiente de absorção, σ_s é o coeficiente de espalhamento (*scattering*) e L é um comprimento de escala adequado do domínio. Deve ficar entre 0,01 e 10 (de preferência, não maior do que 5). Pequenos invólucros, com tamanho característico da ordem de 0,01 m são típicos para espessuras óticas menores, mas para estes problemas é possível aumentar de forma segura o coeficiente de absorção para um valor para o qual $(a + \sigma_s)L = 0,01$. Aumentar o coeficiente de absorção não irá alterar a física do problema, porque não se distingue, dentro do nível de precisão do cálculo, o nível de transparência de um meio, com espessura ótica igual a 0,01 e com espessura ótica menor do que 0,01.

O modelo P1 é o mais simples dos modelos P-N, e somente quatro termos na série são utilizados. A Equação (2.64) é obtida para o fluxo de radiação (ANSYS, 2009a).

$$q_r = -\frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \nabla G \quad (2.64)$$

em que G é a radiação incidente e C é o coeficiente de função de fase linear-anisotrópico. Considerando um parâmetro b_Γ

$$b_\Gamma = \frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \quad (2.65)$$

a equação simplifica para

$$q_r = -b_\Gamma \nabla G \quad (2.66)$$

A equação de transporte para G é determinada pela Equação (2.67)

$$\nabla \cdot (b_\Gamma \nabla G) - aG + 4an^2 \sigma T^4 = S_G \quad (2.67)$$

em que n é o índice de refração do meio, e S_G é um termo fonte a ser adicionado, se necessário. Combinando as Equações (2.66) e (2.67), tem-se

$$-\nabla \cdot q_r = aG - 4an^2\sigma T^4 \quad (2.68)$$

O termo $-\nabla \cdot q_r$ pode ser diretamente substituído na equação de energia (2.56) para considerar o termo fonte ou sumidouro devido à radiação (ANSYS, 2009a).

2.4.6 Modelo de Radiação DO

O modelo de Ordenada Discreta - DO abrange toda a gama de espessuras óticas, e permite resolver problemas que vão desde a radiação de superfície-superfície à radiação em problemas de combustão. Também permite a solução da radiação em paredes semitransparentes. O custo computacional é moderado para discretizações típicas angulares e o consumo de memória é modesto (CHUI e RAITHBY, 1993; RAITHBY e CHUI, 1990).

O modelo de radiação DO não modela o comportamento de gases como o dióxido de carbono e vapor de água, que absorvem e emitem energia em números de onda distintos. A modelagem da radiação de gás não cinzento ainda é um campo em constante evolução.

A aplicação em corpo não cinzento é compatível com todos os modelos com os quais a aplicação do modelo DO de corpo cinzento pode ser usado. Assim, é possível incluir dispersão, anisotropia, meios semitransparentes e efeitos de partículas. No entanto, o modelo de corpo não cinzento assume um coeficiente de absorção constante dentro de cada faixa de comprimento de onda. A aplicação permite a especificação de emissividade espectral nas paredes. A emissividade é assumida constante no interior de cada faixa.

No modelo de ordenada discreta (DO), a equação geral (2.63) é calculada para um número finito de ângulos sólidos, sendo cada um associado ao vetor direcional \vec{s} fixo no sistema global cartesiano (x,y,z). Para esses ângulos sólidos, são realizadas discretizações entre $N_\theta \times N_\phi$ de comprimento ω_i , chamado ângulo de controle, nos octantes espaciais angulares π em qualquer localização espacial. Os ângulos θ e ϕ são os ângulos polar e azimutal, respectivamente, conforme FIGURA 2.6 (MODEST, 2003).

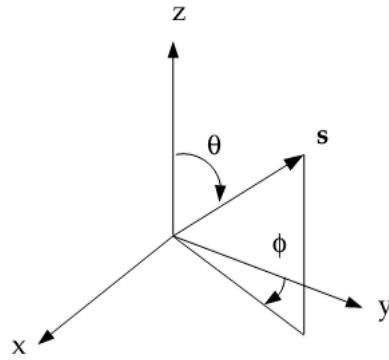


FIGURA 2.6 – Sistema de Coordenadas Angulares

O modelo DO considera a equação (2.63) na direção de \vec{s} como uma equação de campo. Dessa forma ela é reescrita como:

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}')\Phi(\vec{s}, \vec{s}')d\Omega' \quad (2.69)$$

2.4.7 Modelo S2S

O modelo de radiação de superfície-superfície (S2S) é adequado para modelar a transferência de calor por radiação em recintos sem meios participantes, como por exemplo, sistemas de coletores solares e aquecedores por radiação (SIEGEL e HOWELL, 1992).

Em tais casos, os métodos de radiação participante podem não ser sempre eficazes. Em comparação com o DTRM e DO, o modelo S2S tem um tempo muito mais rápido em cada iteração, embora o cálculo do fator de forma em si gere custo computacional de CPU. Esse aumento de tempo para o cálculo do fator de forma será especialmente maior para superfícies de emissão / absorção de células de faces poligonais ou poliédricas.

As seguintes limitações devem ser consideradas para o modelo de radiação S2S (ANSYS, 2009a):

1. assume que todas as superfícies são difusas;
2. considera radiação de corpo cinzento;

3. os requisitos de memória de armazenamento aumentam rapidamente com o aumento do número de faces de superfícies;
4. não pode ser usado para modelar problemas de radiação com o meio participante;
5. não pode ser usado em modelos com condições de contorno periódicas;
6. o modelo S2S com método de fator de forma do tipo hemicubo / adaptativo não pode ser usado em modelos com condições de contorno de simetria; e
7. não suporta interfaces não conformes, nós suspensos, ou adaptação de malha.

Para o cálculo utilizando a modelo S2S, deve-se considerar que a energia saindo de uma superfície é composta de energia diretamente emitida e refletida. A energia refletida depende da energia incidente do ambiente, que pode ser expressa em termos de energia saindo das outras superfícies. A energia proveniente da superfície k é (ANSYS, 2009a)

$$q_{out,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + \psi_k q_{in,k} \quad (2.70)$$

em que $q_{out,k}$ é a energia saindo da superfície, e $q_{in,k}$ é a energia incidente na superfície proveniente do ambiente. ε_k e ψ_k são os fatores de emissividade e de refletividade, respectivamente.

A quantidade de energia incidente na superfície de outra superfície é uma função direta do fator de forma superfície para superfície. O fator de forma F_{jk} é a fração de energia saindo da superfície j que incide na superfície k . A energia incidente $q_{in,k}$ pode ser expressa em termos de energia proveniente das outras superfícies como

$$A_k q_{in,k} = \sum_{j=1}^N A_j q_{out,j} F_{jk} \quad (2.71)$$

Para N superfícies, utilizando a relação de reciprocidade de fator de forma, têm-se

$$A_j F_{jk} = A_k F_{kj} \text{ para } j=1,2,3,\dots,N \quad (2.72)$$

de forma que

$$q_{in,k} = \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{out,,j} \quad (2.73)$$

Assim,

$$q_{out,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{out,,j} \quad (2.74)$$

que pode ser escrita como

$$J_k = E_k + \rho_k \sum_{j=1}^N F_{kj} J_j \quad (2.75)$$

em que J_k representa a energia que é dada (radiosidade) da superfície k, e E_k representa a potência emissiva da superfície k. Desta forma, N equações podem ser montadas em uma equação de matriz de radiosidade como

$$KJ = E \quad (2.76)$$

em que K é uma matriz N x N, J é um vetor de radiosidade, e E é o vetor de potência emissiva.

O fator de forma entre duas superfícies i e j é dado pela Equação (2.77).

$$F_{ij} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j}{\pi r^2} \delta_{ij} dA_i dA_j \quad (2.77)$$

em que δ_{ij} é determinado pela visibilidade de dA_i para dA_j . δ_{ij} será igual a um se dA_j é visível para dA_i e zero de outra forma.

2.4.8 Solver – Sistema de Solução de Equações

O *solver* representa o método numérico de cálculo adotado no programa para a solução do sistema de equações. Basicamente, duas metodologias são utilizadas: baseada na pressão ou na densidade. Seria mais correto chamar baseado na massa específica ao invés de densidade. O termo baseado na densidade segue a nomenclatura utilizada pelo programa ANSYS e será mantido. Ambos podem ser utilizados para uma ampla gama de escoamentos (a partir de incompressível a altamente compressível), mas em alguns casos, uma formulação pode ter um melhor desempenho (isto é, produzir uma solução mais rápida com melhor convergência ou resolver melhor certas características de escoamento) do que a outra. Essas duas abordagens baseadas na pressão e na densidade diferem na maneira que as equações de continuidade, quantidade de movimento, e (se for o caso) de energia e espécies são resolvidas (ANSYS, 2009a).

O *solver* baseado na pressão, tradicionalmente, tem sido utilizado para escoamentos incompressíveis e escoamentos levemente compressíveis. A abordagem baseada na densidade, por outro lado, foi originalmente concebida para os escoamentos compressíveis de alta velocidade. A origem da formulação baseada na densidade pode dar uma vantagem de precisão (por exemplo, resolução de choque) sobre o *solver* baseado na pressão em escoamentos compressíveis de alta velocidade.

Para o *solver* baseado na densidade, existem duas formulações: implícita e explícita. As formulações baseadas na densidade explícita e implícita resolvem as equações escalares adicionais (por exemplo, quantidades de turbulência, ou radiação) sequencialmente.

Devido a características mais amplas de estabilidade da formulação implícita, uma solução convergente em regime permanente pode ser obtida muito mais rapidamente utilizando a formulação implícita ao invés da formulação explícita. No entanto, a formulação implícita requer mais memória do que a formulação explícita.

Dois algoritmos também existem sob o *solver* baseado na pressão, segregado e acoplado. No algoritmo segregado, as equações descritivas são resolvidas sequencialmente, separadas umas das outras, enquanto que no algoritmo acoplado as equações de quantidade de movimento e a equação baseada na pressão de continuidade são resolvidas de uma forma acoplada. Em geral, o algoritmo acoplado melhora significativamente a velocidade de convergência do algoritmo segregado. No entanto, o requisito de memória para o algoritmo acoplado é maior do que para o algoritmo segregado.

2.4.9 Algoritmos segregados baseados na pressão

Alguns algoritmos segregados são usuais: SIMPLE, SIMPLEC e PISO. Estes esquemas são referidos como algoritmo segregado baseado na pressão. Cálculos em regime permanente geralmente usam o SIMPLE ou SIMPLEC, enquanto PISO é recomendado para cálculos em regime transiente. O PISO pode também ser útil para os cálculos em estado permanente e transiente em malhas altamente distorcidas. No ANSYS FLUENT, o uso do algoritmo acoplado permite o acoplamento pressão-velocidade completo, por isso é referido como o algoritmo acoplado baseado na pressão (ANSYS, 2009a).

O SIMPLE é o algoritmo segregado mais utilizado, o SIMPLEC oferece algumas vantagens para muitos problemas, também por causa do aumento do sub-relaxamento que pode ser aplicado. O SIMPLEC pode ser usado para obter uma solução de convergência mais rápida, para problemas relativamente simples (escoamentos laminares sem modelos adicionais ativados) em que a convergência é limitada pelo acoplamento pressão-velocidade. Com o SIMPLEC, o fator de sub-relaxamento de correção da pressão é geralmente definido como 1,0, o que ajuda na aceleração da convergência. Em alguns problemas, no entanto, o aumento do fator de sub-relaxamento de correção da pressão acima de 1,0 pode conduzir a instabilidade devido à distorção elevada da malha. Para esses casos, é necessário usar um ou mais esquemas de correção de distorção, usar um fator de sub-relaxamento de correção da pressão um pouco mais conservador (até 0,7), ou usar o algoritmo SIMPLE.

Para escoamentos complicados que envolvem turbulência ou modelos adicionais físicos, o SIMPLEC vai melhorar a convergência só se ele estiver sendo limitado pelo acoplamento pressão-velocidade. Frequentemente será um dos parâmetros de modelagem adicionais que irá limitar a convergência. Neste caso SIMPLE e SIMPLEC darão taxas de convergência semelhantes.

O algoritmo PISO com correção da vizinhança é altamente recomendado para todos os cálculos de escoamento transiente, especialmente quando se quer usar um passo de tempo grande.

Para problemas com modelo de turbulência, que geralmente requerem pequenos passos de tempo, a utilização do PISO pode resultar em um aumento de consumo computacional, sendo mais recomendado o uso do SIMPLE ou SIMPLEC. O PISO pode manter um cálculo estável com um passo de tempo maior e um fator de sub-relaxamento de 1,0, tanto para força como para pressão. Para problemas de regime permanente, o PISO com correção da vizinhança não apresenta vantagem sobre SIMPLE ou SIMPLEC com ótimos fatores de sub-relaxamento. O PISO com correção de distorção é recomendado para ambos os cálculos de regime permanente e transiente em malhas com elevado grau de deformação. Quando se usa PISO com correção da vizinhança, são recomendados para todas as equações fatores de 1,0 ou próximos de 1,0 de sub-relaxamento. Para a utilização apenas da correção de distorção para malhas altamente distorcidas (sem correção de vizinhança), deve-se definir os fatores sub-relaxamento de quantidade de movimento e pressão para que a soma seja um (por exemplo, 0,3 de pressão e de 0,7 para o momento).

Para a maioria dos problemas, não é necessário desativar o acoplamento padrão entre vizinhança e correções de distorção. Para malhas altamente distorcidas, no entanto, é recomendado desativar o acoplamento padrão entre vizinhança e correções de distorção.

2.4.10 Esquema de Discretização

Para o cálculo do modelo numérico, também deve ser definido o esquema de discretização para os termos de advecção de cada equação descritiva (a precisão de segunda ordem é usada automaticamente para os termos viscosos). Quando o *solver* baseado na pressão é usado, todas as equações são, por padrão, resolvidas usando a discretização para a convecção *upwind* de primeira ordem. Quando o *solver* baseado na densidade é usado, por padrão, no Ansys Fluent, as equações de escoamento são resolvidas usando o esquema de segunda ordem, e as outras equações usam o esquema de primeira ordem.

Além disso, quando se usa o *solver* baseado na pressão, pode-se especificar um esquema de interpolação de pressão.

Quando o escoamento está alinhado com a malha (por exemplo, escoamento laminar de um duto retangular modelado com uma malha quadrilateral ou hexaedro) a discretização *upwind* de primeira ordem pode ser aceitável. Quando o escoamento não está alinhado com a malha (isto é, quando atravessa as linhas de malha obliquamente), no entanto, a discretização convectiva de primeira ordem aumenta o erro de discretização numérico (difusão numérica). Para malhas triangulares e tetraédricas, uma vez que o escoamento nunca está alinhado com a malha, geralmente obtêm-se resultados mais precisos utilizando a discretização de segunda ordem.

Assim, enquanto a discretização de primeira ordem geralmente produz uma melhor convergência do que o esquema de segunda ordem, geralmente irá produzir resultados menos precisos, especialmente em malhas triangulares e tetraédricas.

Para a maioria dos casos, é possível usar o esquema de segunda ordem a partir do início do cálculo. Em alguns casos, no entanto, pode ser necessário começar com o esquema de primeira ordem e depois mudar para o esquema de segunda ordem após algumas iterações.

Para um simples escoamento alinhado com a malha, a difusão numérica será naturalmente baixa, e pode-se geralmente utilizar o esquema de primeira ordem, em vez do esquema de segunda ordem sem qualquer perda significativa da precisão (ANSYS, 2009a).

2.4.11 Gradientes

Gradientes são necessários não só para a determinação dos valores escalares nas faces das células, mas também para a computação dos termos de difusão secundários e derivadas de velocidade. O gradiente de uma determinada variável é usado para diferenciar os termos de convecção e difusão nas equações de conservação de escoamento. Os gradientes são calculados no ANSYS FLUENT de acordo com os métodos Green-Gauss baseado na célula; Green-Gauss Baseado nos nós e Mínimos Quadrados baseado nas células.

2.4.11.1 Teorema de Green-Gauss

Quando o teorema de Green-Gauss é utilizado para calcular o gradiente do escalar ϕ no centro da célula c_0 , a seguinte forma discreta é escrita como

$$(\nabla \phi)_{c0} = \frac{1}{V} \sum_f \bar{\phi}_f \bar{A}_f \quad (2.78)$$

em que $\bar{\phi}_f$ é o valor de ϕ no centroide da face da célula. O somatório é sobre todas as faces em torno da célula.

2.4.11.2 Avaliação do Gradiente baseado na Célula de Green-Gauss

Por padrão, o valor da face $\bar{\phi}_f$, na Equação (2.78), é tomada da média aritmética dos valores nos centros das células vizinhas, isto é,

$$\bar{\phi}_f = \frac{\phi_{c0} + \phi_{c1}}{2} \quad (2.79)$$

2.4.11.3 Avaliação Gradiente Baseado no Nó de Green-Gauss

Alternativamente, $\bar{\phi}_f$ pode ser calculado pela média aritmética dos valores nodais na face.

$$\bar{\phi}_f = \frac{1}{N_f} \sum_n^{N_f} \bar{\phi}_n \quad (2.80)$$

em que N_f é o número de nós da face.

Os valores nodais $\bar{\phi}_n$ na Equação (2.80), são construídos a partir da média ponderada dos valores das células vizinhas em volta dos nós, seguindo a abordagem originalmente proposta por Holmes e Connel (1989) e Rauch *et al.* (1991). Este esquema resolve um problema de minimização restrita e preserva a precisão de segunda ordem espacial.

O gradiente baseado no nó é conhecido por ser mais preciso do que o gradiente baseado na célula, em particular para malhas irregulares (enviesadas e distorcidas) não estruturadas. No

entanto, exige maior esforço computacional do que o esquema de gradiente baseado na célula.

2.4.11.4 Avaliação do Gradiente Baseado na Célula de Mínimos Quadrados

Neste método, assume-se uma solução variando linearmente. A alteração nos valores de célula entre células c_0 e ao longo do vetor δr_i , do centroide de célula c_0 para célula c_i , mostrado na FIGURA 2.7, pode ser expressa como

$$(\nabla \phi)_{c_0} \cdot \Delta r_i = (\phi_{c_i} - \phi_{c_0}) \quad (2.81)$$

Escrevendo equações similares para cada célula em torno da célula c_0 , obtém-se o seguinte sistema escrito de forma compacto:

$$|J|(\nabla \phi)_{c_0} = \Delta \phi \quad (2.82)$$

em que $|J|$ é a matriz dos coeficientes que é puramente função da geometria.

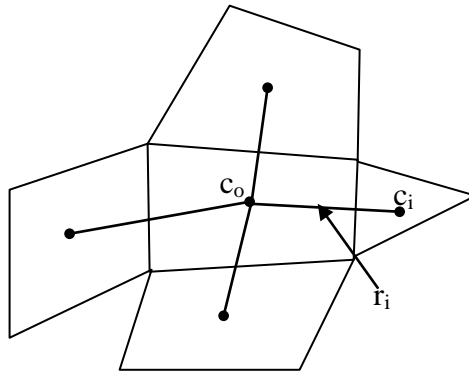


FIGURA 2.7 – Avaliação do Centroide da Célula

O objetivo é determinar o gradiente de célula ($\nabla \phi_0 = \phi_x \hat{i} + \phi_y \hat{j} + \phi_z \hat{k}$), resolvendo o problema de minimização para o sistema da matriz de coeficientes não quadrado num sentido dos mínimos quadrados.

A descrição acima do sistema linear de equação é sobre determinada e pode ser resolvida através da decomposição da matriz de coeficientes, utilizando o processo de Gram-Schmidt

(Anderson e Bonhus, 1994). Esta decomposição produz uma matriz de pesos para cada célula. Assim, para o sistema centrado na célula, isto significa que os três componentes de pesos $(W^x_{i0}, W^y_{i0}, W^z_{i0})$ são produzidos para cada uma das faces da célula c_0 .

Dessa forma, o gradiente no centro da célula pode ser calculado multiplicando-se os fatores de ponderação pelo vetor de diferença $\Delta\phi = (\phi_{ci} - \phi_{c0})$,

$$(\phi_x)_{c0} = \sum_{i=1}^n W^x_{i0} \cdot (\phi_{ci} - \phi_{c0}) \quad (2.83)$$

$$(\phi_y)_{c0} = \sum_{i=1}^n W^y_{i0} \cdot (\phi_{ci} - \phi_{c0}) \quad (2.84)$$

$$(\phi_z)_{c0} = \sum_{i=1}^n W^z_{i0} \cdot (\phi_{ci} - \phi_{c0}) \quad (2.85)$$

Em malhas não estruturadas irregulares (enviesadas e distorcidas), a precisão do método do gradiente dos mínimos quadrados é comparável com a do gradiente baseado no nó (e ambos são muito superiores em comparação com o gradiente baseado na célula). No entanto, é menos dispendioso calcular o gradiente de mínimos quadrados do que o gradiente baseado no nó. Por isso, foi escolhido como o método do gradiente padrão no *solver* ANSYS FLUENT.

2.4.12 Escoamento em Múltiplas Fases

Para tratamento do escoamento em múltiplas fases na mecânica dos fluidos computacional, são possíveis algumas alternativas que serão tratadas nos itens a seguir, seguindo a metodologia apresentada nos manuais dos programas comerciais mencionados.

O escoamento multifásico na abordagem Euler-Euler ou Euler-Lagrange pode ser agrupado nas categorias escoamento gás-líquido ou líquido-líquido, escoamento gás-sólido, escoamento líquido-sólido e escoamento em três fases.

Partículas de diferentes tamanhos são tratadas como escoamento em diferentes fases porque cada grupo de partículas com o mesmo tamanho terá uma resposta dinâmica similar no escoamento.

2.4.13 Abordagem Euler-Lagrange

O modelo Lagrangiano de fase discreta chamado de DPM (*discrete phase model*) segue uma abordagem Euler-Lagrange. A fase fluida é tratada como um meio contínuo pela solução das equações de Navier-Stokes, enquanto que a fase dispersa é resolvida pelo acompanhamento de um grande número de partículas, bolhas ou gotículas através do campo de escoamento calculado. A fase dispersa pode trocar quantidade de movimento, massa e energia com a fase fluida.

Uma consideração fundamental feita neste modelo é que a fase dispersa ocupe baixa fração de volume, apesar de aceitável maior diferença de massa. As trajetórias das partículas são calculadas individualmente em intervalos específicos durante o cálculo da fase fluida. Isso torna o modelo adequado para a modelagem de secadores spray, combustão de combustíveis líquidos e carvão, e alguns escoamentos com transporte de partículas, mas inadequado para a modelagem de misturas líquido-líquido, leitos fluidizados, ou qualquer outra aplicação em que a fração volumétrica da segunda fase não pode ser negligenciada.

2.4.14 Abordagem Euler-Euler

Para regimes de escoamento em múltiplas fases na abordagem Euler-Euler, as diferentes fases são tratadas matematicamente como meios contínuos interpenetrantes. Como o volume de uma fase não pode ser ocupado pelas outras fases, define-se o conceito de fração do volume da fase. Essas frações de volume são assumidas como funções contínuas do espaço e do tempo e sua soma é igual a um.

Equações de conservação para cada fase são derivadas para obter um conjunto de equações que têm estrutura semelhante em todas as fases. Essas equações são fechadas, fornecendo relações constitutivas que são obtidas a partir de informações empíricas, ou, no caso dos escoamentos granulares, pela aplicação da teoria cinética.

Três modelos em múltiplas fases Euler-Euler serão comentados: o modelo Euleriano, o modelo de mistura e o modelo do volume do fluido (VOF).

2.4.15 O Modelo Euleriano

O modelo Euleriano é o mais complexo dos modelos em múltiplas fases Euler-Euler. O modelo resolve um conjunto de n equações de continuidade e de movimento para cada fase. O acoplamento é obtido através da pressão e coeficientes de transferência entre as fases. A maneira em que este acoplamento é tratado depende dos tipos de fases envolvidas. Para escoamento granular (líquido-sólido), os escoamentos são tratados de forma diferente do escoamento não granular (líquido-líquido), sendo as propriedades obtidas a partir da aplicação da teoria cinética. A transferência de quantidade de movimento entre as fases depende também do tipo de mistura que está sendo modelado. Aplicações do modelo Euleriano multifásico incluem colunas de bolhas, suspensão de partículas e leito fluidizado.

2.4.16 O Modelo de Mistura

O modelo de mistura é projetado para duas ou mais fases (líquido ou partículas). Como no modelo Euleriano, as fases são tratadas como meios contínuos interpenetrantes. O modelo misto resolve a equação da quantidade de movimento da mistura e prescreve as velocidades relativas para descrever a fase dispersa. Aplicações do modelo de mistura incluem escoamentos de transporte de partículas em fase mais diluída, escoamentos borbulhantes, sedimentação e ciclones. O modelo de mistura também pode ser usado com velocidades relativas nulas para a fase dispersa em um modelo de escoamento multifásico homogêneo.

2.4.17 Modelo VOF

O modelo VOF é uma técnica de rastreamento de superfície aplicada a uma malha fixa Euleriana. É projetado para dois ou mais fluidos imiscíveis, em que se deseja a posição da interface entre os fluidos.

No modelo VOF, um único conjunto de equações de quantidade de movimento é compartilhado pelos fluidos, e a fração de volume de cada um dos fluidos em cada célula é seguida em todo o domínio. Aplicações do modelo VOF incluem escoamentos estratificados, escoamentos de superfície livre, enchimento, movimento de grandes bolhas em um líquido,

movimento do líquido após uma ruptura de barragens, previsão de rompimento do jato (tensão superficial) e o monitoramento constante ou transitório de qualquer interface gás-líquido.

Algumas restrições também se aplicam ao modelo VOF: todos os volumes de controle devem conter qualquer uma das fases de um único fluido ou uma combinação de fases, ou seja, o modelo VOF não permite regiões sem presença de fluido e apenas uma das fases pode ser definida como um gás ideal compressível.

2.5 Método de Elementos Discretos (DEM)

Estabelecido por Cundall e Strack (1979), o modelo do método de elementos discretos ou DEM (sigla inglesa originada de *Discrete Element Model*) é uma extensão para a metodologia de modelagem de Lagrange para escoamentos densos de partículas. A característica distinta do DEM é a introdução de forças de contato interpartículas nas equações de movimento.

A vantagem do método DEM está em sua capacidade de resolver um meio granular em escala de partículas, permitindo assim uma ligação mais realista das forças de contato e dando origem a fenômenos induzidos pela geometria de partículas combinado com o movimento relativo de partículas, como a segregação de partículas por percolação. Assim, é possível capturar muitos fenômenos, descrever regimes de partículas densas e diluídas em escoamentos rápidos como em escoamentos lentos e estados de equilíbrio ou de propagação de ondas no material granular.

A desvantagem do método é que o passo no tempo tem de ser extremamente pequeno, porque a força de contato tem um comportamento muito rígido. Dependendo das propriedades do material e do tamanho das partículas, para uma simulação precisa, o passo no tempo pode ser da ordem de 10^{-6} s.

2.5.1 Conceito Característico do DEM

Para a formulação do método DEM, as partículas podem se sobrepor um pouco e a força de contato é proporcional a esta sobreposição, bem como ao material das partículas e propriedades geométricas.

A força normal \vec{F}_n tendendo a repelir as partículas pode então ser deduzida a partir desta sobreposição espacial $\Delta\vec{x}_p$ e da velocidade relativa normal no ponto de contato, $\Delta\vec{u}_{p,n}$ (KLOSS *et al.*, 2009). Na FIGURA 2.8 é mostrada essa força de contato normal entre as partículas bem como a força de contato tangencial.

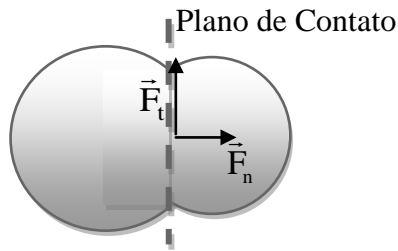


FIGURA 2.8 – Força de Contato Interpartículas

Para interpretação do modelo DEM, um exemplo mais simples é um modelo mola-amortecedor linear:

$$\vec{F}_n = -k_n \Delta\vec{x}_p + C_n \Delta\vec{u}_{p,n} \quad (2.86)$$

A magnitude da força de contato tangencial pode ser escrita como:

$$\vec{F}_t = \min \left\{ \left| k_t \int_{t_{c,0}}^t \Delta\vec{u}_{p,t} dt + c_t \Delta\vec{u}_{p,t} \right|, \mu_c \vec{F}_n \right\} \quad (2.87)$$

em que \vec{F}_t é a força tangencial e $\Delta\vec{u}_{p,t}$ é a velocidade relativa tangencial das partículas em contato. O termo integral representa uma mola incremental que armazena a energia do movimento tangencial relativo, o que representa a deformação elástica tangencial da superfície da partícula. A segunda parte, o amortecedor, é responsável pela dissipação de energia do contato tangencial. A magnitude da força tangencial é limitada devido ao atrito de Coulomb, determinado pelo seu coeficiente de atrito μ_c , em que as partículas começam a deslizar umas sobre as outras.

2.5.2 Balanco de quantidade de movimento para uma partícula no DEM

O balanço da quantidade de movimento para uma partícula no DEM é derivado do equilíbrio da quantidade de movimento da partícula sólida.

$$m_p \frac{dv_p}{dt} = \vec{F}_s + \vec{F}_b \quad (2.88)$$

em que \vec{F}_s representa a força atuante na superfície da partícula, e \vec{F}_b a força de corpo. Estas podem ser decompostas conforme as equações (2.89) e (2.90).

$$\vec{F}_s = \vec{F}_d + \vec{F}_p + \vec{F}_{mg} + \vec{F}_{vm} + \vec{F}_{sf} \quad (2.89)$$

A contribuição mais importante da transferência da quantidade de movimento entre partícula e fluido estabelecida pela força que o fluido exerce sobre as partículas \vec{F}_s , é definida por meio da força de arrasto \vec{F}_d resultante de uma velocidade relativa entre a partícula e o fluido.

Outras forças podem ser relevantes também. Estas podem resultar do gradiente de pressão no campo de escoamento ou força de pressão, \vec{F}_p , da rotação de partículas ou força de Magnus, \vec{F}_{mg} , da aceleração de partículas ou força de massa virtual, \vec{F}_{vm} , ou de um gradiente de velocidade do fluido levando ao cisalhamento ou força de Saffman, \vec{F}_{sf} (KLOSS *et al.*, 2009).

A Força de corpo \vec{F}_b é definida pela Equação (2.90).

$$\vec{F}_b = \vec{F}_g + \vec{F}_U \quad (2.90)$$

em que \vec{F}_g é a força de gravidade e \vec{F}_U representa outras forças quaisquer que possam ser acrescentadas, como forças eletrostáticas ou magnéticas.

O modelo DEM introduz a força de corpo externa representando a interação entre as partículas devido ao contato das partículas com outras partículas e com limites de malha:

$$\vec{F}_E = \vec{F}_g + \vec{F}_U + \vec{F}_C \quad (2.91)$$

em que:

$$\vec{F}_C = \sum_{\text{partículas vizinhas}} \vec{F}_{\text{contato}} + \sum_{\text{superfícies vizinhas}} \vec{F}_{\text{contato}} \quad (2.92)$$

Assim, a formulação exata da força de contato pode ser definida. Além da equação de quantidade de movimento linear padrão Lagrangiana, as equações de movimento de partículas do DEM incorporam a conservação da quantidade de movimento angular:

$$\frac{d}{dt} \vec{L}_p = \frac{d}{dt} (\vec{I}_p \omega_p) = \sum_{\text{partículas vizinhas}} \vec{T}_{\text{contato}} + \sum_{\text{superfícies vizinhas}} \vec{T}_{\text{contato}} \quad (2.93)$$

em que o momento de contato é calculado como:

$$\vec{T}_{\text{contato}} = \vec{r}_{\text{contato}} \left(\vec{F}_{\text{contato}} - c_{\text{FatorAtrito}} \vec{F}_{\text{contato}} \vec{n}_{\text{contato}} \frac{\omega_p}{|\omega_p|} \right) \quad (2.94)$$

e em que \vec{r}_{contato} é um vetor a partir do centro da partícula da gravidade para o ponto de contato, \vec{n}_{contato} é uma normal da superfície da partícula no ponto de contato, \vec{T}_{contato} representa o momento sobre uma partícula individual devido à força de contato atuante sobre a partícula em outro ponto fora do centro de gravidade da partícula. \vec{L}_p é a quantidade de movimento angular das partículas, \vec{I}_p é o momento de inércia da partícula e ω_p é a velocidade angular da partícula.

2.5.3 Força de Arrasto

Para o cálculo da força de arrasto, existem alguns métodos, em função basicamente do tipo de partícula, que fornecem previsões de arraste mais precisas. São apresentados três métodos de Força de arrasto: Di Felice, Gidaspow e Haider e Levenspiel.

2.5.3.1 Método de Força de Arrasto Di Felice

O método de força de arrasto de Di Felice (1994) é recomendado para um escoamento de material denso de partículas. Este método introduz um termo extra na expressão de força de arrasto do fluido para considerar o efeito da presença de outras partículas em torno de uma partícula. O coeficiente de arrasto Di Felice é dado como:

$$C_d = \left[0,63 + \frac{4,80}{\sqrt{\text{Re}_p}} \right]^2 \quad (2.95)$$

em que Re_p define o número de Reynolds de partículas. A equação para força de arrasto torna-se:

$$\vec{F}_d = \frac{1}{2} C_d \rho A_d |\vec{v}_s| \vec{v}_s \varepsilon_i^{-\xi} \quad (2.96)$$

em que ε_i é a fração de vazio em torno de uma partícula, e:

$$\xi = -3,7 - 0,65 \exp\left[-0,5(1,5 - \log_{10} \text{Re}_p)^2\right] \quad (2.97)$$

O termo $\varepsilon_i^{-\xi}$ leva em conta o efeito de arrasto reforçado sobre uma partícula, devido à presença de outras partículas em torno dela.

2.5.3.2 Método de Força de Arrasto Gidaspow

Um modelo muito comum é o modelo de Gidaspow (1994) combinando modelos para o regime granular diluído e denso:

$$\vec{F}_d = \frac{1}{2} C_D \rho A_p |\vec{v}_s| \vec{v}_s \quad (2.98)$$

em que C_D é o coeficiente de arrasto da partícula, ρ a massa específica da fase contínua, \vec{v}_s a velocidade de deslizamento de partículas e A_p a área projetada da partícula.

Para o cálculo do coeficiente de arrasto, a correlação de Schiller-Naumann de 1935 para a maioria dos casos com partículas esféricas pode ser usada (LUO e AL-DAHMAN, 2011).

$$C_d = \frac{24}{\text{Re}_p} (1 + 0,15 \text{Re}_p^{0,678}) \quad (2.99)$$

em que Re_p é o número de Reynolds para as partículas.

Outra definição do coeficiente de arrasto C_D é uma combinação do modelo de arrasto Wen Yu e a equação de Ergun (GIDASPOW, 1994). É adequado tanto para baixo como alto carregamento de partículas em escoamentos de partículas esféricas. O método Gidaspow deve ser usado para simular o escoamento através de leitos fluidizados, em que o empacotamento inicial das partículas leva a uma baixa fração de volume. O modelo normal de arrasto, quando usado para os escoamentos diluídos, pode subestimar o arrasto nestes regimes de escoamento.

As equações do coeficiente de arrasto podem ser definidas como:

$$C_d = \frac{4}{3} 150 \frac{1 - v_f}{v_f \text{Re}_p} \text{ se } v_f < v_{\min} \quad (2.100)$$

Caso contrário:

$$C_d = \frac{(24 + 3,6 \cdot \text{Re}_p^{0,687})}{v_f \text{Re}_p} v_f^{-3,65} \text{ se } v_f \geq v_{\min} \quad (2.101)$$

em que v_f é a fração de vazio, v_{\min} é a fração de corte de vazio (a ser definida no modelo, como padrão utiliza-se 0,8), e Re_p é o número de Reynolds de partícula. O expoente de -3,65 é uma variável que pode ser alterada em função de dados experimentais.

2.5.3.3 Método de Força de Arrasto de Haider e Levenspiel

O método de força de arrasto de Haider e Levenspiel (1989) é um método de coeficiente de arrasto adequado para partículas não esféricas com $Re < 2,6 \times 10^5$.

O coeficiente de arrasto C_d depende do número de Reynolds da partícula e da esfericidade da partícula:

$$C_d = \frac{24}{Re_p} (1 + A Re_p^B) + \frac{C}{\left(1 + \frac{D}{Re_p}\right)} \quad (2.102)$$

e os fatores definidos:

$$A = 8.1716e^{-4.0665\phi} \quad (2.103)$$

$$B = 0.0964 + 0.5565\phi \quad (2.104)$$

$$C = 73.690e^{-5.0746\phi} \quad (2.105)$$

$$D = 5.3780e^{6.2122\phi} \quad (2.106)$$

em que ϕ é a esfericidade da partícula e Re_p é o número de Reynolds da partícula.

2.5.4 Escala de Tempo da Partícula no DEM

O máximo passo no tempo permitido para uma partícula DEM é limitado pelo pressuposto de que a força que age sobre uma partícula é afetada apenas pelos vizinhos imediatos da partícula durante um único período de passo no tempo. O passo no tempo é, por conseguinte, limitado pelo tempo que leva a onda de Rayleigh a propagar ao longo da superfície da esfera para o polo oposto (JOHNSON, 1985):

$$\tau_0 = \pi \frac{R_{\min}}{V_{\text{Rayleigh}}} \quad (2.107)$$

em que R_{\min} é o raio da esfera mínima. A velocidade da onda de Rayleigh depende das propriedades do material, e o valor exato é obtido como uma solução para uma equação secular de Rayleigh de 1885, e exige uma aproximação da solução que proporciona uma precisão suficiente, sem incorrer em alto custo computacional (VINH e OGDEN, 2004; PICHUGIN, 2008).

Além da propagação da onda, outros critérios de limitação de passo no tempo são aplicados para o movimento das partículas. A duração do impacto de duas esferas perfeitamente elásticas assumindo a teoria de contato Hertz foi derivada por Timoshenko (1951) como:

$$\tau_1 = 2,94 \left(\frac{5\sqrt{2}\pi\rho}{4} \frac{1-v^2}{E} \right)^{\frac{2}{5}} \frac{R}{\sqrt[5]{v_{\text{impacto}}}} \quad (2.108)$$

Um mínimo de dez passos no tempo é necessário para resolução da colisão. A restrição final sobre passo de tempo de uma partícula no DEM é geométrica. Baseia-se no pressuposto de que as partículas não devem mover-se para muito longe dentro do passo no tempo. Isso evita contatos perdidos entre partículas, e entre partícula e parede no DEM. Por conseguinte, cada partícula está restrita de tal modo que leve pelo menos dez passos no tempo para se mover em um comprimento total de um raio (da partícula).

$$\tau_2 = \frac{R}{v_{particula}} \quad (2.109)$$

O passo no tempo da partícula final é determinado como um mínimo de τ_1 , τ_2 e τ_3 . Na prática, τ_1 é normalmente o fator limitante, enquanto τ_2 e τ_3 só restringem as partículas que se movem rápido, ou se o módulo de Young do material está muito baixo para acelerar a simulação.

2.5.5 Modelo de Interação das Fases pela Força de Contato

A formulação da força de contato no DEM é tipicamente uma variante do modelo mola amortecedor. A mola gera força repulsiva empurrando partículas separadas e o amortecedor representa um amortecimento viscoso e permite a simulação de tipos de colisão diferentes dos perfeitamente elásticos. As forças no ponto de contato são modeladas como um par de osciladores mola amortecedor, sendo um representando a direção normal e o outro a tangencial da força em relação ao vetor normal ao plano de contato.

2.5.5.1 Modelo de Contato de Não Deslizamento Hertz-Mindlin

O modelo de contato Hertz-Mindlin é uma variante do modelo de contato mola amortecedor não linear com base na teoria de contato de Hertz-Mindlin usado para o contato de modelagem entre as partículas (JOHNSON, 1985; DI RENZO, 2004). As forças entre duas esferas, A e B, são descritas pelo seguinte conjunto de equações.

$$\vec{F}_{contato} = \vec{F}_n + \vec{F}_t \quad (2.110)$$

em que \vec{F}_n é o componente de força normal e \vec{F}_t é o componente de força tangencial.

A direção normal é definida pelas equações de força normal, rigidez da mola normal e amortecimento normal, Equações (2.111), (2.112) e (2.113) respectivamente.

$$\vec{F}_n = -K_n d_n - N_n v_n \quad (2.111)$$

$$K_n = \frac{4}{3} E_{eq} \sqrt{d_n R_{eq}} \quad (2.112)$$

$$N_n = \sqrt{(5K_n M_{eq})} N_{n,damp} \quad (2.113)$$

A direção tangencial é definida pelas equações (2.114) a (2.119).

- A força tangencial é definida pela Equação (2.114).

$$\vec{F}_t = K_t d_t - N_t v_t \text{ se } |K_t d_t| < |K_n d_n| C_{fs} \quad (2.114)$$

Caso contrário

$$\vec{F}_t = \frac{|K_n d_n| C_{fs} d_t}{|d_t|} \text{ para } |K_t d_t| \geq |K_n d_n| C_{fs} \quad (2.115)$$

em que C_{fs} é um coeficiente de atrito estático.

- Rigidez da mola tangencial:

$$K_t = 8G_{eq} \sqrt{d_t R_{eq}} \quad (2.116)$$

- Amortecimento tangencial:

$$N_t = \sqrt{(5K_t M_{eq})} N_{t,damp} \quad (2.117)$$

em que o coeficiente de amortecimento é igual a

$$N_{damp} = 1 \text{ para } C_{rest} = 0 \quad (2.118)$$

Caso contrário

$$N_{damp} = \frac{-\ln(C_{n,rest})}{\sqrt{\Pi^2 + \ln(C_{n,rest})^2}} \quad (2.119)$$

O raio equivalente é definido como:

$$R_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{R_A} + \frac{1}{R_B}} \quad (2.120)$$

A massa de partículas equivalente é:

$$M_{eq} = \frac{1}{\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B}} \quad (2.121)$$

O módulo de Young equivalente é expresso como:

$$E_{eq} = \frac{1}{\frac{1-v_A^2}{E_A} + \frac{1-v_B^2}{E_B}} \quad (2.122)$$

O módulo de cisalhamento equivalente é:

$$G_{eq} = \frac{1}{\frac{2(2-\nu_A)(1+\nu_A)}{E_A} + \frac{2(2-\nu_B)(1+\nu_B)}{E_B}} \quad (2.123)$$

em que M_A e M_B são as massas das esferas A e B, d_n e d_t são as sobreposições nas direções normal e tangencial no ponto de contato, R_A e R_B são os raios das esferas, E_A e E_B são os módulos de Young das esferas, ν_A e ν_B são os coeficientes de Poisson, e v_n e v_t são as velocidades normais e tangenciais componentes da velocidade da superfície da esfera relativa no ponto de contato.

Para colisões partícula-parede, as fórmulas permanecem as mesmas, mas o raio da parede e a massa são assumidos como infinito, portanto o raio equivalente é reduzido para o raio da partícula e a massa equivalente da parede para a massa da partícula.

Várias formulações foram propostas para o tratamento detalhado do cálculo do microdeslizamento e força tangencial (DI RENZO, 2004). Uma das formulações é proposta por Tsuji *et al.* (1992), em que a força tangencial é assumida como não linear, mas o detalhe de rastreamento de microdeslizamento é substituído por uma expressão analítica. O código resultante é computacionalmente eficiente, enquanto ainda coincidente com dados experimentais e é adotado no programa STAR-CCM+.

2.5.5.2 Modelo de Contato de Histerese Walton Braun

Um modelo de contato elástico-plástico é útil em situações em que uma colisão entre dois corpos inclui deformação plástica. Isto é típico para materiais como grãos, soja ou carvão, em que a colisão leva à deformação do material e a energia de impacto é dissipada durante a colisão. A fim de simular o material inelástico um modelo de contato elástico-plástico de histerese pode ser considerado com base na formulação de Walton e Braun (1986) (WALTON, 1993a; 1993b).

2.5.6 Modelo de Transferência de Calor por Condução

O modelo de transferência de calor por condução é uma opção para a inclusão de condução da transferência de calor na simulação de interação entre as partículas. Duas partículas podem trocar calor por condução quando estão fisicamente em contato. A condução de calor entre o contato de duas partículas pode ser definida de duas formas: transferência de calor através do raio da área de contato por um contato direto partícula com partícula ou pela transferência partícula-filme-partícula (ZHOU *et al.*, 2010).

2.5.7 Parâmetros para modelagem no DEM

Alguns parâmetros de materiais foram pesquisados na literatura para definição das características de transporte para o método de elementos discreto.

Cleary (2010), para análise de minério de ferro ou carvão, friável, em uma peneira vibratória, considerou um material com granulometria de 0,02 m a 0,2 m, massa específica de 1400 kg/m^3 , coeficiente de restituição e de atrito como 0,3 e 0,5 e módulo de Young, também chamado de constante de mola de 10000 Pa que deu uma sobreposição de 0,35 % a 0,45 % da menor partícula.

Para análise da movimentação de arroz em um misturador horizontal, Cleary (2010) utiliza parâmetros de coeficiente de restituição de atrito, 0,5 e 0,4 respectivamente. É utilizado um coeficiente de rigidez de mola de 1000 Pa para dar uma sobreposição de 0,5 % do diâmetro da partícula.

Analisando o carvão mineral ou minério de ferro em uma transferência em transportador de correia, granulometria de 5 a 6 mm e capacidade de 450 t/h, o coeficiente de restituição foi 0,3 e o coeficiente de atrito 0,5 tanto para contato parede-partícula como partícula-partícula. A rigidez da mola foi de 30000 Pa que deu uma sobreposição de 0,9 % da partícula de menor diâmetro.

Cleary (2010) também fez uma análise sobre a influência do formato das partículas sobre o ângulo de repouso estático ou dinâmico. O ângulo de repouso dinâmico é o ângulo em que o material cai com no tambor rotativo, por exemplo. A simulação foi feita com material de 15 mm, em um tambor com três rpm, rigidez de mola $10\text{E}6$ Pa e coeficiente de fricção e de restituição de 0,5. Os ângulos de repouso estático e dinâmico não se mostraram sensíveis a esses valores.

Na análise de uma peneira vibratória para um mineral com massa específica de 1400 kg/m^3 e granulometria de 0,4 a 2 mm, Dong (2009) utiliza parâmetros de massa específica de parede 1050 kg/m^3 ; módulo de Young da partícula 1×10^7 Pa, módulo de Young da parede, 5×10^6 Pa, coeficiente de restituição partícula-partícula e partícula-parede 5×10^{-5} e 2×10^{-4} respectivamente, coeficiente de atrito de deslizamento 0,3 e de rolamento 0,01.

Trabalhando com um material de granulometria 10 a 16 mm, massa específica de 2500 kg/m^3 , coeficiente de Poisson de 0,3 e módulo de Young de $2,16 \times 10^6$ Pa, Bertrand (2004) afirma que é desprezível a diferença dos coeficientes de atrito estático e dinâmico na faixa 0,2 a 1,5 e 0,05 a 0,15 respectivamente.

Chaudhuri (2006) também faz uma análise em um tambor rotativo considerando partículas de aço, com diâmetro 2 a 3 mm, massa específica 8900 kg/m^3 e utiliza parâmetro de coeficiente de restituição de 0,8 e 0,5 para partícula-partícula e partícula parede respectivamente. e coeficiente de rigidez normal de 6000 Pa tanto para partícula-partícula como partícula-parede.

YANG *et al.* (2008), para uma análise de um material com diâmetro de 3 mm, massa específica 2500 kg/m^3 , coeficiente de Poisson de 0,29, utiliza parâmetro de módulo de Young de $1 \times 10^7 \text{ Pa}$, coeficientes de atrito de deslizamento de rolamento como 0,5 e 0,002 respectivamente além do coeficiente de *damping* normal de 1×10^6 .

Alguns dos valores acima foram utilizados no modelo buscando similaridade com as características do problema proposto.

2.6 O Modelo Acoplado MFC-DEM

A modelagem efetiva de escoamento sólido-fluido requer métodos para caracterizar adequadamente a natureza discreta da fase sólida e representação da interação entre sólidos e fluidos. Modelos em múltiplas fases em MFC definem o problema como um meio contínuo. Em modelos contínuos, o contato entre fluido, partículas e superfícies de fronteira não é explicitamente considerado com respeito às propriedades mecânicas e da inércia das partículas. Isto pode limitar a representação adequada das interações partícula-partícula e fluido-partícula nos modelos em múltiplas fases MFC e, portanto, pode reduzir a precisão da previsão da dinâmica das partículas e do fluido.

Esta limitação pode ser superada pelo cálculo explícito da mecânica de contato de partículas em um quadro de referência de escala das partículas utilizando uma abordagem de Lagrange, como o Método dos Elementos Discretos (DEM). O acoplamento do DEM e MFC fornece um meio de transferência de energia e quantidade de movimento entre sólidos e fluidos, que, em princípio, elimina a necessidade de algumas das aproximações semi-empíricas empregadas nos modelos MFC sólido-fluido (CHU, 2011).

Para implementar o acoplamento, os modelos são resolvidos quer sequencial quer simultaneamente, com a solução sendo interrompida após um número pré-definido de tempo para transferência de dados. Esta rotina de transferência de dados consiste em várias etapas:

- determina-se a célula correspondente para cada partícula na malha do MFC;
- calcula-se a fração de volume ocupada pela fase granular; e
- com base nessas informações, são avaliados os termos de transferência de quantidade de movimento entre a fase fluido e a fase particulada.

2.7 Comparações entre os Modelos

No QUADRO 2.1, apresenta-se uma comparação entre os modelos em múltiplas fases comentados.

Em geral, para os escoamentos em múltiplas fases complexos que envolvam vários regimes de escoamento, deve ser considerado o aspecto do escoamento que é de maior interesse e escolher o modelo mais apropriado para esse escoamento. A precisão dos resultados não será tão boa como para escoamentos que envolvam apenas um regime de escoamento, uma vez que o modelo será válido apenas para uma parte do escoamento que está sendo modelado.

A elaboração de um modelo de mistura foi limitada pela capacidade computacional disponível. Modelos complexos, Euler-Euler e MFC-DEM exigem alto esforço computacional e não se mostraram viáveis para o projeto. As análises em modelos numéricos para este projeto ficaram definidas em pontos específicos sendo feita uma análise da radiação externa do modelo em MFC e análise da queda de materiais no método DEM.

QUADRO 2.1 – Comparação entre os modelos em múltiplas fases

	VOF	MISTURA	EULER	DISCRETE PHASE	DEM-MFC
Escoamento em que a fração de volume da fase dispersa não ultrapasse 10 %				X	
Escoamento em bolhas, gotas, e transporte de partículas em que a mistura de fases e/ou frações de volume da fase dispersa ultrapasse 10 %		X	X		X
Escoamento intermitente (plug flow)	X				
Escoamentos estratificados/superfície livre	X				
Transporte pneumático		X	X		X
Leitos fluidizados			X		X
Escoamento de borras e hidrotransporte		X	X		
Sedimentação			X		
Se houver uma ampla distribuição da fase dispersa (ou seja, se as partículas variam em tamanho e as partículas maiores não se separam do campo de escoamento principal)		X			X
Se as fases dispersas estão concentradas apenas em partes do domínio	X		X		X
Em casos em que as leis de arrasto na interface são conhecidas			X		X
Se as leis de arrasto na interfase são desconhecidas ou sua aplicabilidade para o seu sistema é questionável		X			
Para solução mais simples do problema, que requer menos esforço computacional.	X	X			
Se a precisão é mais importante, mesmo com maior esforço computacional			X		X
Estabilidade computacional do modelo		X			

3 METODOLOGIA

As abordagens no campo de simulação numérica não se mostraram viáveis para sua utilização envolvendo todo o resfriador satélite, seja por limitações físicas do método como por recursos computacionais do laboratório ainda reduzidos onde foram feitos os estudos.

Sendo assim, o modelo integral tornou-se a principal ferramenta para análise energética do equipamento. De toda forma, as áreas de maior impacto na transferência de calor foram avaliadas baseado em referências da literatura e decidiu-se avaliar especificamente o resfriador na região externa e a cortina de queda de material.

O método de elementos discretos foi utilizado para avaliação do comportamento de queda de material na cortina. Na região externa do resfriador, foi definido um modelo de transferência de calor utilizando a mecânica dos fluidos computacional. Os resultados dos modelos matemáticos numéricos serviram para avaliação e definição de metodologia do modelo integral.

Na metodologia é apresentada, primeiramente, a modelagem integral para facilitar o entendimento do equipamento com uma visão global do mesmo. No próximo capítulo, de resultados e discussão, a ordem é invertida, já que os dados o cálculo numérico servirão de referência para o modelo integral, apresentado na última parte do capítulo.

3.1 Modelagem do Resfriador de Clínquer Satélite

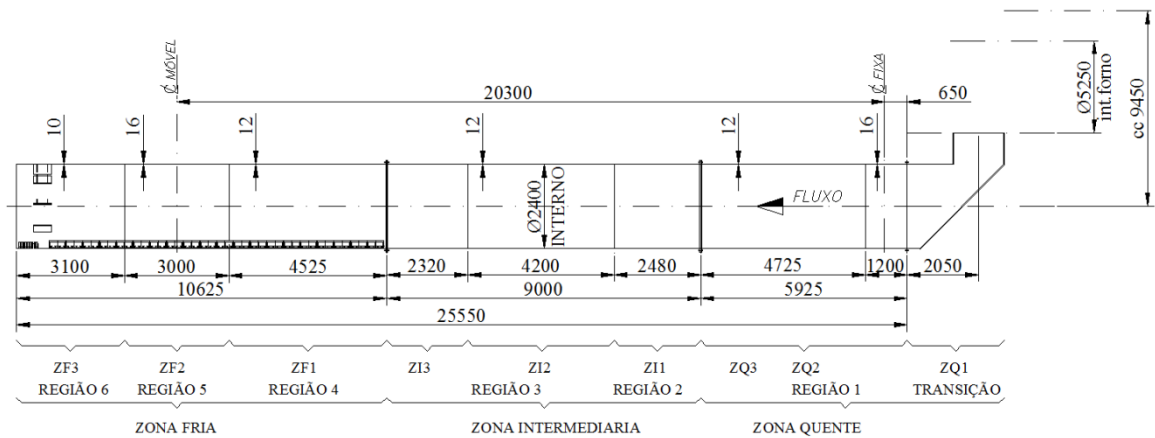
A base para determinação dos parâmetros do resfriador satélite serão os equipamentos de uma fábrica de cimento que possui três unidades de fornos com resfriador satélite diferentes. Para validação dos resultados, duas fontes serão utilizadas:

- dados disponibilizados pela empresa desta fábrica de cimento; e
- dados existentes na literatura.

A empresa fabricante de cimento reserva-se o direito de manter-se anônima e terá simplesmente seu equipamento chamado por equipamento A, B ou C, quando necessário.

O resfriador de clínquer possui diversas zonas distintas, cada uma com diferentes configurações de revestimento, levantadores, material dos elementos internos, sendo definidos de acordo com a condição de operação de cada equipamento.

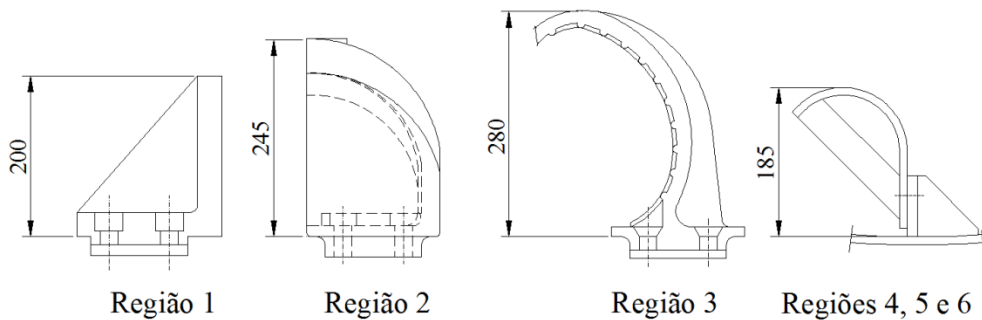
Na FIGURA 3.1 é apresentado um desenho dimensional de um equipamento A instalado nesta fábrica de cimento.



(dimensões em mm)

FIGURA 3.1 – Vista das Regiões Internas de um resfriador satélite - Equipamento A

Inicialmente, este equipamento será utilizado para avaliação dos cálculos. Na FIGURA 3.2 são indicados os tipos de levantadores deste equipamento A.



(dimensões em mm)

FIGURA 3.2 – Levantadores de um Resfriador Satélite – Equipamento A

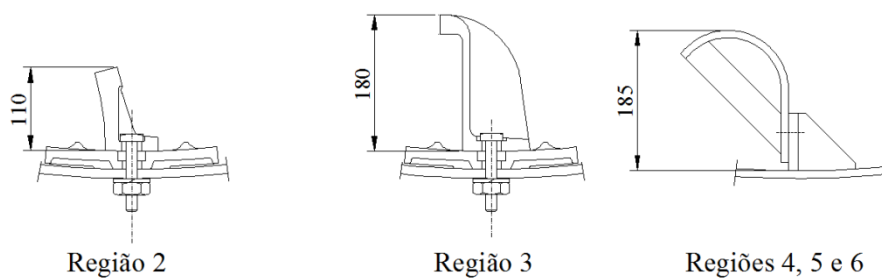
Basicamente, na Região 1 o revestimento é feito com material refratário. No final da Região 1, são instalados quebradores, com características de resistência a elevadas temperaturas e dimensionados para quebrar "torrões" de materiais aglomerados.

Na Região 2, levantadores ainda resistentes, fabricados com aço resistente a alta temperatura, porém já com um formato de pás, iniciam um processo de transferência de calor na cortina. A carcaça também é revestida com material de aço resistente a alta temperatura, similar ao material dos levantadores.

Na Região 3, os levantadores são maiores, já dimensionados para distribuir o material em toda a seção do resfriador, sendo fabricados ainda em aço especial resistente a alta temperatura.

Nas Regiões 4, 5, e 6, as pás levantadoras são mais delgadas, o material não tem exigência a alta temperatura e a carcaça do resfriador não é isolada nestas regiões.

São encontrados diversos tipos, formatos e quantidades de levantadores entre os fabricantes tradicionais deste equipamento. Na FIGURA 3.3, FIGURA 3.4 e FIGURA 3.5 são apresentados outros tipos de levantadores utilizados. Também o comprimento de cada zona encontra grande variação entre os equipamentos instalados.



(dimensões em mm)

FIGURA 3.3 – Levantadores de um Resfriador Satélite – Equipamento B

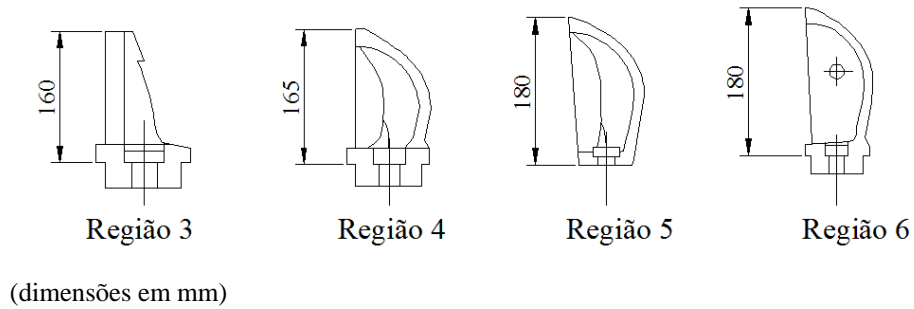


FIGURA 3.4 – Levantadores de um Resfriador Satélite – Equipamento C

Um modelo matemático pode apresentar a diferença de transferência de calor em resfriadores de clínquer com diferentes tipos de levantadores no processo do resfriador satélite que também é objeto deste trabalho.

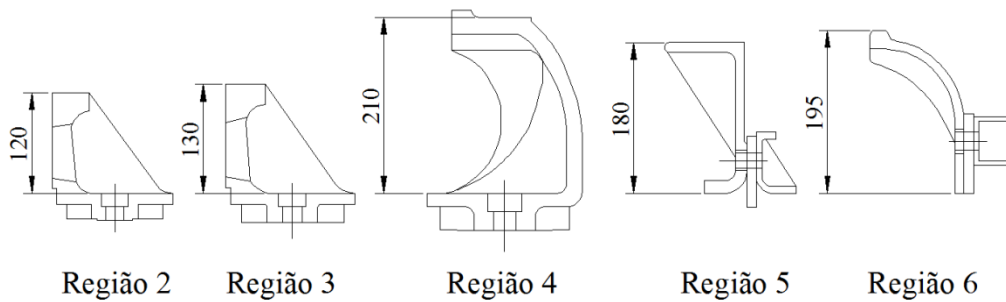


FIGURA 3.5 – Levantadores de um Resfriador Satélite – Equipamento D

3.2 Balanço Energético do Sistema

Para a análise termodinâmica, foram calculados o balanço de massa e o balanço de energia do sistema.

O cálculo do balanço de massa em um escoamento de matéria em regime permanente definido por um volume de controle determina que a soma das massas de matéria de cada elemento que entram no volume de controle é igual à soma das massas que saem deste mesmo volume.

No balanço energético, considera-se um estado de referência do gás. O estado de referência é baseado em médias históricas do local, inclusive da umidade relativa do ar. Considera-se que, no estado de referência, a energia térmica do gás é nula. Da mesma forma, o particulado com a máxima quantidade de água também terá energia térmica composta nula. Dessa forma, pode-se visualizar o processo de uma forma bem clara. Inicialmente, toda energia provém do gás quente, e todo o ar proveniente do ambiente, ou seja, à temperatura e pressão local, tem energia nula.

Para um balanço energético global do equipamento, as seguintes equações devem ser consideradas.

Para a taxa de energia de entrada e de saída do ar secundário

$$\dot{E}_{1A} = \dot{m}_G \cdot cp_G \cdot (T_{1A} - T_{REF}) \quad (3.1)$$

$$\dot{E}_{2A} = \dot{m}_G \cdot cp_G \cdot (T_{2A} - T_{REF}) \quad (3.2)$$

Para a taxa de energia de entrada e de saída do clínquer

$$\dot{E}_{2C} = \dot{m}_S \cdot cp_S \cdot (T_{2C} - T_{REF}) \quad (3.3)$$

$$\dot{E}_{1C} = \dot{m}_S \cdot cp_S \cdot (T_{1C} - T_{REF}) \quad (3.4)$$

A equação do balanço de energia, conforme a Equação (2.4), pode ser calculada pela Equação (3.5).

$$\dot{E}_{2C} + \dot{E}_{1A} = \dot{E}_{1C} + \dot{E}_{2A} + \dot{E}_{PER} \quad (3.5)$$

Em que \dot{E} são as taxas de energia conforme indicado na FIGURA 3.6 e \dot{m} e cp são vazão mássica e o calor específico de cada fase. Os subscritos G , S , REF , 1 e 2 representam propriedades do ar, clínquer, ambiente de referência, entrada e saída respectivamente. \dot{E}_{PER} são as perdas devidas à transferência de calor por radiação e convecção na carcaça.

Na FIGURA 3.6, apresenta-se um diagrama do balanço de energia no resfriador de clínquer.

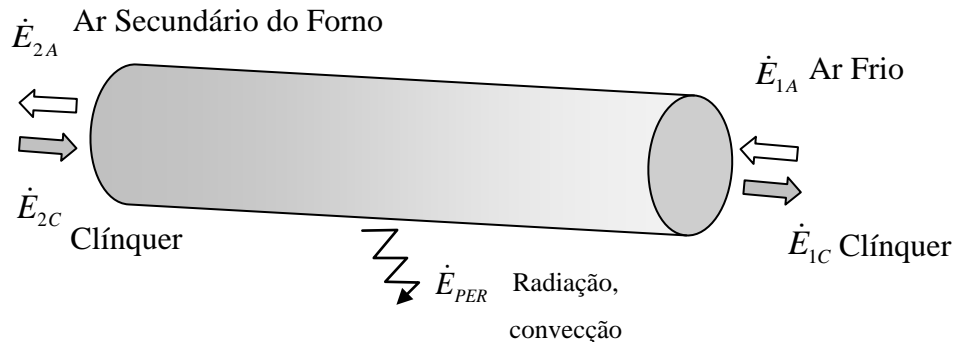


FIGURA 3.6 – Diagrama do Balanço de Energia

3.3 Eficiência Energética do Sistema

A eficiência energética é definida conforme o conceito discutido no item 2.3. Assim, a equação para a eficiência energética será definida pela Equação (3.6).

$$\eta_{RES} = \frac{\dot{E}_{2A}}{\dot{E}_{2C}} = 1 - \frac{\dot{E}_{PER} + \dot{E}_{1C}}{\dot{E}_{2C}} \quad (3.6)$$

3.4 Modelagem do Resfriador por uma Formulação Integral

Alguns autores propuseram formulações deste equipamento, Carlsson e Fernvik (1974), Vogel e Winter (1980) e Steinbach (1987). Outras formulações são encontradas para modelagem de fornos rotativos, que têm uma parte em seu modelo que reproduz a transferência de calor na parte inicial do resfriador satélite (HEYDENRYCH, 2001; LIU *et al.*, 2009; CHEN *et al.*, 2009) e de secadores rotativos (DUCHESNE *et al.*, 1996; DRIVER, 2001; KEMP, 2004; LISBOA, 2007; WARDJIMAN *et al.*, 2008, 2009; GENG *et al.*, 2009; WARDJIMAN e RHODES, 2009), similares à região fria do resfriador satélite.

A partir destas formulações existentes, para avaliação do equipamento, foi elaborada uma modelagem utilizando uma formulação integral.

O procedimento consiste em realizar um modelo de transferência de calor entre o ar, o clínquer, e as paredes do equipamento. O resfriador é discretizado em diversos volumes de controle ao longo do eixo do equipamento.

O modelo é resolvido de forma iterativa, utilizando o método numérico da secante para cada balanço energético. O objetivo é obter quatro temperaturas de cada seção do modelo, do clínquer, do ar, e das paredes interior e exterior. É estimado um valor inicial para as temperaturas, para início do cálculo pelo método da secante, define-se também um valor da temperatura de oscilação. No cálculo é escolhido o balanço de energia com o maior erro em valor absoluto, e a variável principal de equilíbrio é alterada. O cálculo alterna também entre as temperatura do ar e do clínquer para cada um dos balanços energéticos específicos do clínquer e do ar para melhor convergência. Também são criados critérios para mudança para o balanço energético de valor absoluto menor, caso não se encontre convergência no balanço energético inicialmente selecionados. Em resumo, a metodologia é apresentada na FIGURA 3.7.

O volume de controle V_{VC} é definido pelo volume:

$$V_{VC} = \frac{\pi \cdot Di^2}{4} \cdot L_{VC} \quad (3.7)$$

A velocidade de transporte axial do clínquer, será estimada, conforme Duda (1977), pela Equação (3.8).

$$v_s = \frac{Di \cdot \omega \cdot i}{21,24} \quad (3.8)$$

Conhecendo a velocidade de transporte de material e a vazão de material transportado, pode-se calcular a quantidade em volume de material no volume de controle.

$$V_{VC,s} = \frac{\dot{m}_s}{\rho} \cdot \frac{v_s}{L_{VC}} \quad (3.9)$$

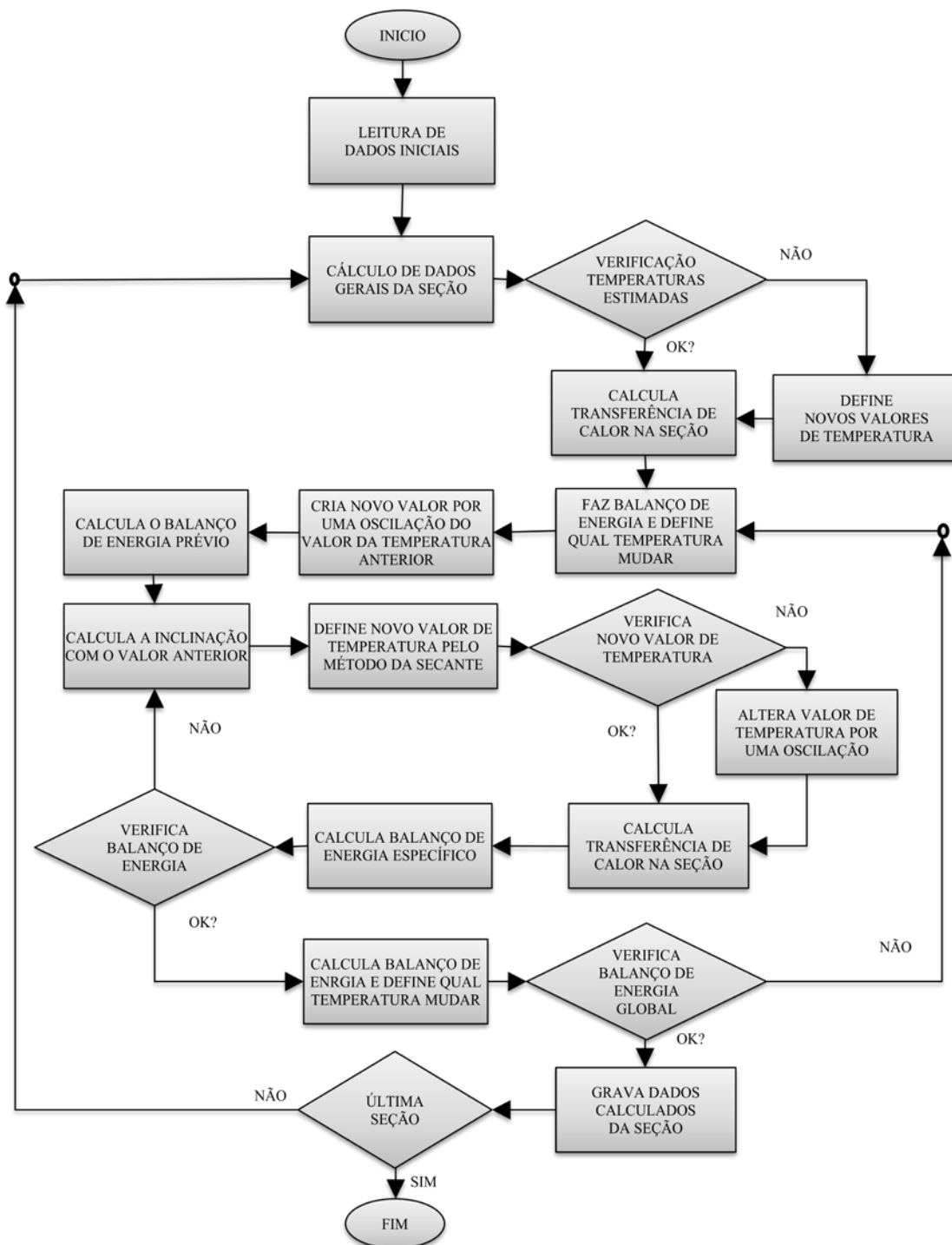


FIGURA 3.7 – Procedimento Iterativo de Cálculo Adotado para o Modelo Integral

E o grau de enchimento do clínquer pode ser calculado pela Equação (3.10).

$$\Gamma = \frac{V_{vc,s}}{V_{vc}} \quad (3.10)$$

Para um balanço energético, a energia do clínquer pode ser calculada pela Equação (3.11).

$$\dot{E}_S = \dot{m}_S \cdot cp_S (T_S - 20) \quad (3.11)$$

sendo o calor específico do clínquer calculado na temperatura do volume de controle do clínquer. Da mesma forma, a energia do ar pode ser calculada pela Equação (3.12).

$$\dot{E}_G = \dot{V}_G \cdot (T_G - 20) \cdot cp_G \quad (3.12)$$

3.4.1 Transferência de Calor pela Cortina de Material

Para a transferência de calor entre o ar e o clínquer, a cortina formada pela queda do material dos levantadores deve ser analisada separadamente (FIGURA 3.8).

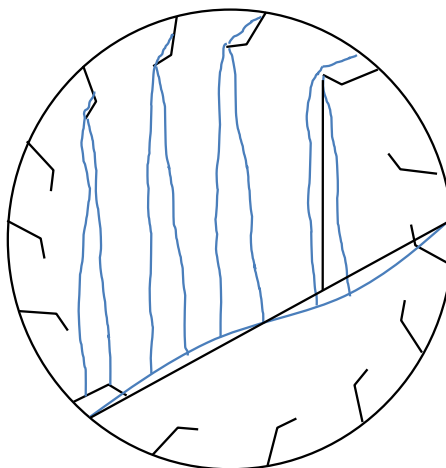


FIGURA 3.8 – Queda do Material na Seção de um Resfriador Satélite

Adotando o centro do resfriador como origem $(x=0, y=0)$ e conhecendo-se o ângulo de repouso e o grau de enchimento no resfriador satélite, algumas relações trigonométricas podem ser tomadas, para calcular as distâncias e áreas internas do resfriador, conforme mostrado na FIGURA 3.9.

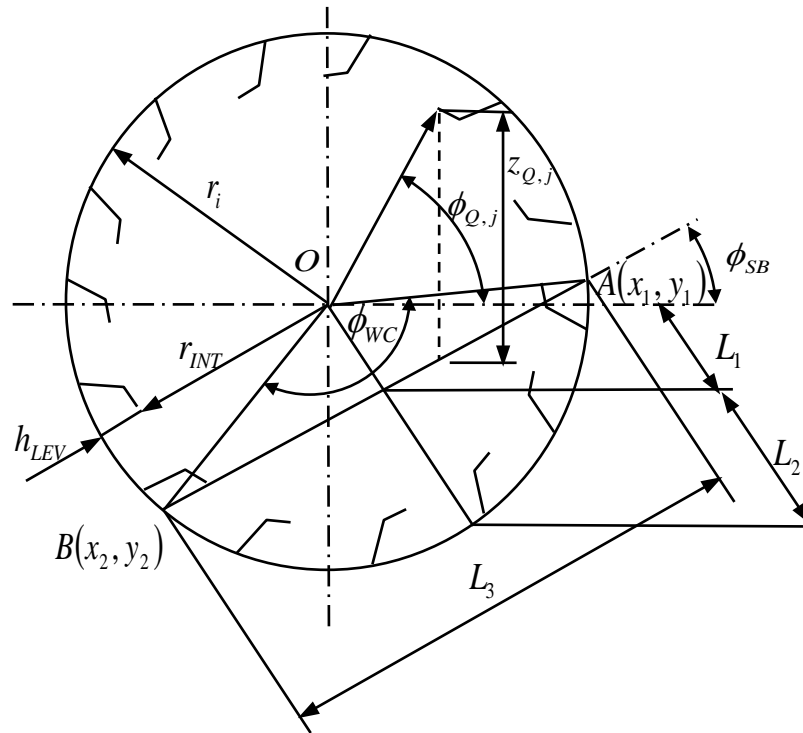


FIGURA 3.9 – Seção Interna de um Resfriador Satélite

O ângulo de enchimento ϕ_{WC} pode ser calculado iterativamente considerando o grau de enchimento de material no resfriador pela seção formada pelo arco α menos a área do triângulo ABO , ou seja,

$$\Gamma = \frac{\phi_{WC}}{2\pi} - \frac{\text{sen}\left(\frac{\phi_{WC}}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{\phi_{WC}}{2}\right)}{\pi} \quad (3.13)$$

As dimensões características da seção do equipamento são mostradas na FIGURA 3.9. O cálculo segue um raciocínio de trigonometria e é apresentado de maneira similar por Carlsson e Fernvik (1974).

A altura de material do leito L_2 e seu complemento para o raio interno podem ser calculados pelas Equações (3.14) e (3.15).

$$L_1 = r_i \cdot \cos\left(\frac{\phi_{WC}}{2}\right) \quad (3.14)$$

$$L_2 = r_i \cdot \left[1 - \cos\left(\frac{\phi_{WC}}{2}\right) \right] \quad (3.15)$$

A linha representando o leito do material será definida pela Equação (3.16).

$$L_3 = 2 \cdot r_i \cdot \text{sen}\left(\frac{\phi_{WC}}{2}\right) \quad (3.16)$$

Define-se a reta formada pelos pontos (x_1, y_1) e (x_2, y_2) , representada pela linha L_3 . Estes pontos podem ser calculados pela Equação (3.17) a (3.20).

$$x_1 = r_1 \cdot \cos\left(\phi_{SB} + \frac{\phi_{WC} - \pi}{2}\right) \quad (3.17)$$

$$y_1 = r_1 \cdot \text{sen}\left(\phi_{SB} + \frac{\phi_{WC} - \pi}{2}\right) \quad (3.18)$$

$$x_2 = r_1 \cdot \cos\left(\phi_{SB} - \frac{\phi_{WC} + \pi}{2}\right) \quad (3.19)$$

$$y_2 = r_1 \cdot \text{sen}\left(\phi_{SB} - \frac{\phi_{WC} + \pi}{2}\right) \quad (3.20)$$

A reta formada por estes pontos (x_1, y_1) e (x_2, y_2) pode ser gerada pela Equação (3.21).

$$y = kx + l \quad (3.21)$$

em que k e l podem ser calculados pelas equações (3.22) e (3.23).

$$k = \frac{y_1 - y_2}{x_1 - x_2} \quad (3.22)$$

$$l = \frac{x_1 y_2 - x_2 y_1}{x_1 - x_2} \quad (3.23)$$

O modelo faz uma discretização na seção do resfriador calculando a queda do material em diversas posições. O cálculo deve ser feito na faixa de $\phi_{WC} + \frac{\phi_{SB} - \pi}{2} < \phi_{Q,j} < \pi$. A altura da queda do material em cada levantador pode ser calculada pelas Equações (3.24) e (3.25).

$$\text{Para } \phi_{Q,j} \leq \phi_{WC} + \frac{3\pi - \phi_{SB}}{2}$$

$$z_{Q,j} = r_{INT} \cdot \text{sen}(\phi_{Q,j}) - k \cdot r_{INT} \cdot \text{cos}(\phi_{Q,j}) + l \quad (3.24)$$

$$\text{Para } \phi_{Q,j} > \phi_{WC} + \frac{3\pi - \phi_{SB}}{2}$$

$$z_{Q,j} = r_{INT} \cdot \text{sen}(\phi_{Q,j}) + \sqrt{r_i^2 - [r_{INT} \cdot \text{cos}(\pi - \phi_{Q,j})]^2} \quad (3.25)$$

Para o cálculo de transferência de calor do clínquer para o ar, define-se a área do leito de material pela Equação (3.26).

$$A_{VC,S} = \frac{V_{VC,S}}{L_{VC}} \quad (3.26)$$

A área de ar (útil) pode ser calculada pela Equação (3.27).

$$A_G = \pi \cdot r_{INT}^2 - A_{VC,S} + \pi \cdot (r_i^2 - r_{INT}^2) \cdot \left(\frac{\phi_{WC}}{2\pi} \right) \quad (3.27)$$

Assim, a velocidade do ar pode ser definida pela Equação (3.28).

$$v_G = \frac{\dot{V}_G}{A_G} \cdot \frac{(T_G + 273,15)}{273,15} \quad (3.28)$$

Define-se também o diâmetro hidráulico, para determinação do número de Reynolds na seção pela Equação (3.29).

$$D_H = \sqrt{\frac{4 \cdot A_G}{\pi}} \quad (3.29)$$

O volume da partícula de clínquer, tratada com uma esfera é calculado pela Equação (3.30).

$$V_p = \frac{\pi d_p^3}{6} \quad (3.30)$$

com sua área externa sendo definida pela Equação (3.31).

$$A_p = \pi \cdot d_p^2 \quad (3.31)$$

Com estas informações, o número de esferas em um levantador, considerando o espaço para caber as partículas no levantador como se fossem perfeitamente organizadas, é definido pela Equação (3.32).

$$n_p = \frac{\pi}{6} \cdot \frac{A_{LEV} \cdot L_{VC}}{V_p} \quad (3.32)$$

O modelo é então discretizado radialmente na seção do resfriador, calculando a altura de queda e a velocidade do clínquer em queda para o cálculo da transferência de calor com o ar.

A velocidade de queda livre, calculada como a velocidade média da queda da partícula é calculada pela Equação (3.33).

$$v_{Q,j} = \frac{1}{2} \sqrt{2 \cdot g \cdot z_j} \quad (3.33)$$

Sendo a velocidade resultante para cálculo da transferência de calor

$$v_{Rj} = \sqrt{v_{Qj}^2 + v_G^2} \quad (3.34)$$

e o número de Reynolds pode ser calculado pela Equação (3.35).

$$\text{Re}_j = \frac{v_{Rj} \cdot D_H}{\nu_G} \quad (3.35)$$

permitindo o cálculo do número de Nusselt para o critério de queda livre de esfera, utilizando mesma metodologia de Carlsson e Fernvik (1974) pela Equação (2.10) ou (2.12).

O coeficiente de transferência de calor da cortina pode ser calculado pela Equação (3.36).

$$\alpha_j^{hc} = \frac{Nu_j k_L}{D_H} \quad (3.36)$$

Para se calcular o número de esferas em queda, avalia-se o número de esferas em um levitador cheio e uma curva de esvaziamento do levitador no giro do resfriador, específico para cada tipo de levitador e determinado pela seção volume no levitador, que pode ser feito simplesmente calculando a área de material em seu esvaziamento. Foram desenvolvidas curvas típicas de esvaziamento para cada tipo de levitador. O número de esferas na seção pode ser calculado pela Equação (3.37).

$$\text{numesf}_j = \text{numesf} \cdot \frac{F_{ESVAZj}}{\sum F_{ESVAZj}} \quad (3.37)$$

Sendo a área de esferas na seção determinada pela Equação (3.38).

$$A_{p;j} = numesf . A_p \quad (3.38)$$

O critério acima é definido para um levantador apenas. Para considerar todos os levantadores durante o ciclo de um passo do volume de controle teremos o fator de transferência de calor global definido pela Equação (3.39).

$$\alpha_{G-S}^{hc} = n^{\circ} levant_{VC} \sum (\alpha_j^{hc} . A_{p;j}) \quad (3.39)$$

desenvolvendo

$$\alpha_{G-S}^{hc} = \frac{num\ levant}{volta} . \frac{t_{resid}}{t_{1volta}} \sum (\alpha_j^{hc} . A_{p;j}) \quad (3.40)$$

ou

$$\alpha_{G-S}^{hc} = \frac{num\ levant}{volta} . \frac{t_{resid}}{t_{1volta}} \sum (\alpha_j^{hc} . A_{p;j}) \quad (3.41)$$

$$\alpha_{G-S}^{hc} = num\ levant . \frac{L_{seção}}{v_s} . \frac{1}{t_{1volta}} \sum (\alpha_j^{hc} . A_{p;j}) \quad (3.42)$$

$$\alpha_{G-S}^{hc} = num\ levant . \frac{L_{seção}}{v_s} . \frac{n}{60} \sum (\alpha_j^{hc} . A_{p;j}) \quad (3.43)$$

Assim, a transferência de calor pela cortina pode ser calculada pela soma da transferência de calor em cada setor, tratando as temperaturas do clínquer e do ar à temperatura dentro do volume de controle.

$$\dot{Q}_{G-S}^{hc} = \alpha_{G-S}^{hc} \cdot \Delta T \quad (3.44)$$

3.4.2 Transferência de Calor na Cortina - Metodologia B

Outra metodologia foi proposta para análise da transferência de calor na cortina. Para melhor avaliar o comportamento da cortina, por observação visual de seu perfil de queda, decidiu-se tratar a região de transferência em duas áreas. Na área superior é considerada a transferência de calor pela cortina sendo o contato da camada da cortina com o gás tratado como a região de transferência de calor. Na região inferior, o sólido é tratado como totalmente distribuído e o critério de transferência de calor da partícula para o gás é adotado, considerando o sólido como esferas em queda livre no gás.

Nesse caso, considera-se um perfil do resfriador "congelado" como a seção típica de transferência de calor. Assim, o resultado é obtido pelas transferências de calor nesse perfil.

Na região superior tem-se o coeficiente de transferência de calor de cada cortina que pode ser calculado pela equação (3.45).

$$\alpha_{G-S}^{hc,sup} = \sum \alpha_j^{hc,sup} (L_{seção} \cdot L_Q) \quad (3.45)$$

Adota-se o coeficiente de transferência de calor similar à de um leito, conforme equações (3.54) a (3.55) apresentado no item 3.4.3 deste capítulo.

A forma apresentada leva a uma transferência de calor instantânea para o perfil definido. Entretanto, como o processo é contínuo, e o método é discretizado em seções do modelo (com seu consequente tempo de residência do material) calcula-se o tempo de queda para cada levantador e a transferência deverá se repetir tantas vezes quanto necessário para duração do tempo de residência do material nesta seção. Assim o coeficiente de transferência fica adaptado para

$$\alpha_{G-S}^{hc,sup} = \sum \frac{t_{resid}}{t_{Q;J}} \alpha_j^{hc,sup} (L_{seção} \cdot L_{Q;J}) \quad (3.46)$$

que pode ser desenvolvido para as variáveis conhecidas

$$\alpha_{G-S}^{hc,sup} = \sum \frac{L_{seção}}{v_s} \cdot \frac{1}{t_{Q;J}} \alpha_j^{hc} (L_{seção} \cdot L_Q) \quad (3.47)$$

Na região inferior, calcula-se o número de esferas instantâneas. Para isso determina-se o tempo de queda livre no início e no fim desta região.

Tem-se

$$t_1 = \sqrt{\frac{2z_1}{g}} \text{ e } t_2 = \sqrt{\frac{2z_2}{g}} \quad (3.48)$$

sendo o período de material na região inferior definido pela diferença, ou

$$t_{21} = \sqrt{\frac{2}{g}} \cdot (\sqrt{z_2} - \sqrt{z_1}) \quad (3.49)$$

A vazão de queda de material sólido pode ser definida pela taxa de esvaziamento do levitador em cada ponto, ou

$$\dot{m}_{S,i} = \frac{m_{LEV,i} - m_{LEV,i-1}}{60} \quad (3.50)$$

$$\frac{1}{num_{LEV} \cdot \omega}$$

sendo o tempo dessa equação deduzido e indicado pelo cálculo da rotação.

Com a vazão de material e o tempo de residência na região inferior, equações (3.49) e (3.50), pode-se calcular a quantidade de material sólido nesta região.

$$m_{S,i} = \dot{m}_{S,i} \cdot t_{21} \quad (3.51)$$

Essa massa de material, tratada como elementos esféricos, resulta em um número de partículas, permitindo determinar a superfície de troca de calor nesta região.

A velocidade de queda pode ser calculada de maneira similar à Equação (3.33), assim como a velocidade resultante, Equação (3.34).

Com isto, pode-se calcular a transferência de calor na região inferior, tratada como esferas em queda livre utilizando a Equação (2.10) ou (2.12).

Da mesma forma que na parte superior, considera-se o tempo de residência para definir o número de vezes que esse critério de transferência instantâneo deverá ocorrer. Assim desenvolvendo de maneira similar às equações (3.39) e (3.47)

$$\alpha_{G-Sj}^{hc,inf} = \sum \frac{t_{resid}}{t_{Q;J}} \alpha_j^{hc,inf} A_{p;j} \quad (3.52)$$

sendo o tempo de queda calculado pela Equação (3.49), A equação fica deduzida para as variáveis conhecidas como

$$\alpha_{G-Sj}^{hc,inf} = \sum \frac{L_{seção}}{v_S} \cdot \frac{1}{t_{Q-INF;J}} \alpha_j^{hc} A_{p;j} \quad (3.53)$$

3.4.3 Transferência de Calor por Convecção do Leito de Material com o ar

O número de Reynolds na transferência de calor leito-ar pode ser calculado pela Equação (3.54).

$$\text{Re}_{G-S} = \frac{v_G \cdot D_H}{\nu} \quad (3.54)$$

A transferência de calor do leito para o ar pode ser calculada pela Equação (3.55), sendo o número de Nusselt calculado pela Equação (2.13).

$$\alpha_{G_SB}^h = \frac{Nu \cdot \lambda_L}{D_H} \quad (3.55)$$

A área para cálculo da transferência de calor leito-ar pode ser definida pela Equação (3.56).

$$A_3 = L_3 \cdot L_{VC} \quad (3.56)$$

sendo a transferência de calor por convecção leito-ar calculada pela Equação (3.57).

$$\dot{Q}_{G_SB}^h = \alpha_{G_SB}^h \cdot A_3 (T_S - T_G) \quad (3.57)$$

3.4.4 Transferência de Calor Externa

Para o cálculo da transferência de calor por radiação será adotado o critério da área de envelopamento e para o cálculo da transferência de calor por convecção será utilizado o critério da área do resfriador individual.

A área de envelopamento, conforme mostrado na FIGURA 2.5 pode ser calculada como

$$A_{ENV} = \frac{\pi(2L_{RF} + D_e)}{numresfr} \cdot L_{VC} \quad (3.58)$$

em que L_{RF} é a distância do centro de cada resfriador ao centro do forno. A área do resfriador individual pode ser calculada pela fórmula

$$A_{RES} = \pi \cdot D_e \cdot L_{VC} \quad (3.59)$$

Assim, tem-se a taxa de transferência de calor por radiação definida pela Equação (3.60).

$$\dot{Q}_{WE_U}^{\varepsilon} = (A_{ENV} L_{VC}) . \alpha^{\varepsilon} \quad (3.60)$$

E para a convecção pode ser calculada a perda por transferência de calor em cada volume de controle pela Equação (3.61).

$$\dot{Q}_{WE_U}^h = (A_{RES} L_{VC}) . \alpha^h . \Delta T \quad (3.61)$$

sendo os coeficientes de transferência de calor definidos conforme o item 2.3.8. Desta forma a energia total perdida pela transferência de calor com a carcaça será dada pela soma dos dois termos

$$\dot{Q}_{WE_U} = \dot{Q}_{WE_U}^{\varepsilon} + \dot{Q}_{WE_U}^h \quad (3.62)$$

3.4.5 Transferência de Calor Interna por Radiação

A equação final de transferência de calor, Equação (3.63), por radiação entre a superfície 1 e o gás pode ser obtida das Equações (2.19) a (2.24).

$$q_{1g} = \left(\frac{\varepsilon_1 + 1}{2} \right) \left(\frac{\varepsilon_1}{\chi_{G+d} + \varepsilon_1 - \chi_{G+d} \varepsilon_1} \right) \left(\begin{aligned} & A_G F_{G1} \varepsilon_{G+d, TG} \sigma T_{g+p}^4 + \\ & A_2 F_{21} (1 - \chi_{G+d, T2}) \sigma T_2^4 - A_1 \sigma T_1^4 \end{aligned} \right) \quad (3.63)$$

e para a superfície 2 tem-se

$$q_{2g} = \left(\frac{\varepsilon_2 + 1}{2} \right) \left(\frac{\varepsilon_2}{\chi_{G+d} + \varepsilon_2 - \chi_{G+d} \varepsilon_2} \right) \left(\begin{aligned} & A_G F_{G2} \varepsilon_{G+d, TG} \sigma T_{G+d}^4 + \\ & A_1 F_{12} (1 - \chi_{G+d, T1}) \sigma T_1^4 - A_2 \sigma T_2^4 \end{aligned} \right) \quad (3.64)$$

Os valores de emissividade ε para o clínquer e para a parede (aço) são tomados como 0,9. σ é a constante de Stefan Boltzman.

3.4.5.1 Fator de Forma

Para o cálculo de fator de forma dentro do resfriador, são tratadas duas superfícies conforme mostrado na FIGURA 3.10.

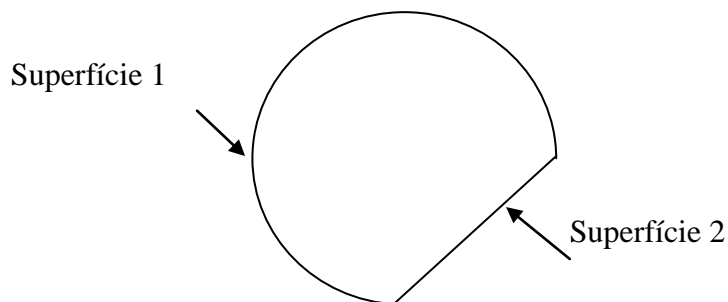


FIGURA 3.10 – Superfícies da Radiação Interna

A superfície 1 representa a parede interna não coberta de material sendo uma superfície côncava, e a superfície 2 representa o leito de material podendo ser visto com uma parede plana.

Das relações de fatores de forma temos (Holman, 1986)

$$F_{22} = 0 \text{ (parede plana)} \quad (3.65)$$

$$F_{22} + F_{21} = 1 \quad (3.66)$$

$$F_{11} + F_{12} = 1 \quad (3.67)$$

$$A_1 F_{12} = A_2 F_{21} \quad (3.68)$$

Assim os termos F_{21} e F_{12} podem ser definidos pelas Equações (3.69) e (3.70).

$$F_{21} = 1 \quad (3.69)$$

$$F_{12} = \frac{A_2}{A_1} \quad (3.70)$$

O fator de forma do gás com a superfície é considerado como 1.

3.4.6 Transferência de Calor Interna por Convecção

Para a análise da transferência de calor por convecção entre parede, clínquer, clínquer em suspensão e o ar as seguintes equações devem ser consideradas, conforme metodologia adotada por Steinbach (1987).

$$\dot{Q}_{S_WI}^h = \alpha_{S_WC}^h \cdot A_6 \cdot (T_S - T_{WI}) \quad (3.71)$$

$$\dot{Q}_{SB_G}^h = \alpha_{SB_G}^h \cdot A_7 \cdot (T_S - T_G) \quad (3.72)$$

$$\dot{Q}_{WI_G}^h = \alpha_{G_WI}^h \cdot A_8 \cdot (T_{WI} - T_G) \quad (3.73)$$

A equação de Tscheng e Watkinson (1979) foi utilizada para determinar o coeficiente de transferência de calor entre o clínquer e a parede por convecção, $\alpha_{CLI_WC}^h$. Para a transferência de calor por convecção entre o leito de material e o ar, utiliza-se o procedimento indicado no item 3.4.3, sendo utilizado o mesmo procedimento para a transferência de calor por convecção entre a parede e o ar.

Os coeficientes A_i representam as áreas de transferência de calor, sendo:

$$A_6 = L_{VC} \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_i) \cdot \left(\frac{\phi_{WC}}{2\pi} \right) \quad (3.74)$$

$$A_7 = A_3 = L_3 \cdot L_{VC} \quad (3.75)$$

$$A_8 = L_{VC} \cdot (2 \cdot \pi \cdot r_i) \cdot \left(1 - \frac{\alpha}{2\pi} \right) \quad (3.76)$$

3.4.7 Balço de Energia do Sistema

Conhecendo as transferências de calor mencionadas, por um balanço de energia do sistema de controle, calcula-se por um método iterativo as temperaturas no volume de controle do clínquer, do ar e das paredes interna e externa. Os seguintes balanços serão realizados:

Sistema de controle no material gás com partículas em suspensão:

$$\dot{E}_{G+d}^{x+\Delta x} - \dot{E}_{G+d}^x + \dot{E}_{S_d} + \left(\dot{Q}_{S_G}^{hc} + \dot{Q}_{SB_G}^h + \dot{Q}_{WI_G}^h + \dot{Q}_{SB_{G+d}}^\varepsilon + \dot{Q}_{WI_{G+d}}^\varepsilon \right) \quad (3.77)$$

Sistema de controle no material sólido:

$$\dot{E}_S^x - \dot{E}_S^{x+\Delta x} - \dot{E}_{S_d} - \left(\dot{Q}_{SB_{WC}}^h + \dot{Q}_{S_G}^{hc} + \dot{Q}_{SB_G}^h + \dot{Q}_{SB_{G+d}}^\varepsilon \right) = 0 \quad (3.78)$$

Sistema de controle da parede:

$$\dot{Q}_{SB_{WC}}^h - \dot{Q}_{WI_G}^h - \dot{Q}_{WI_{G+d}}^\varepsilon - \dot{Q}_{WW}^k = 0 \quad (3.79)$$

Sistema de controle na parede com o ambiente externo:

$$\dot{Q}_{WW}^k - \dot{Q}_{WE_U}^{h,\varepsilon} = 0 \quad (3.80)$$

O balanço de energia global pode ser verificado pela Equação (3.81).

$$\left(\dot{E}_S^x - \dot{E}_S^{x+\Delta x} \right) + \left(\dot{E}_G^{x+\Delta x} - \dot{E}_G^x \right) - \dot{Q}_{WE_U}^{h,\varepsilon} = 0 \quad (3.81)$$

Finalizando o cálculo do modelo integral.

3.4.8 Comparação do Modelo Integral com Medições e Dados de Literatura

O tipo de equipamento em análise não apresenta condições adequadas para realização de medição de dados operacionais. Normalmente, os resfriadores satélite operam em regime de paradas programadas anuais, já que o sistema do forno, do qual faz parte, tem elevado custo para partida e parada. Dessa forma, não é possível instalar equipamentos provisórios de medição. Além disso, a elevada temperatura e condição de rotação do sistema impedem medições internas no equipamento, bem como, as normas atuais de segurança do trabalho dificultam, e, às vezes, impossibilitam procedimentos próximos dos elementos em rotação.

A determinação da temperatura interna do gás e do clínquer ao longo de todo o equipamento seriam os dados de maior importância para uma comparação com os resultados do cálculo, mas não é possível obtê-los, conforme exposto no parágrafo anterior.

Entretanto, é possível obter os dados de medição de temperatura externa do equipamento e buscou-se determinar os demais parâmetros nas condições de contorno do processo além das características intrínsecas ao equipamento, como dimensões do resfriador, dos levantadores, materiais e suas respectivas condutividades térmicas.

A granulometria do clínquer é um parâmetro importante a ser medido. O calor específico do material é determinado por gráficos e tabelas existentes (HOLDERBANK, 1992).

Alguns artigos da literatura forneceram dados importantes de medição, que foram utilizados para comparação com esse trabalho e serão apresentados nos próximos itens.

Também medições de alguns parâmetros do equipamento realizadas por fabricantes de peças internas do equipamento (levantadores, revestimentos) permitiram uma comparação dos dados. Fundamentalmente, a medição mais simples e encontrada em informações de fabricantes é a temperatura externa do equipamento, que permitiu uma comparação com o perfil de temperatura do modelo calculado. Os itens a seguir apresentam as análises realizadas utilizando o modelo integral.

3.4.8.1 Análise do Perfil de Temperatura Externa

Uma comparação do perfil de temperatura externa foi realizada com modelos apresentados em artigos de literatura de Xeller (1972), Carlson e Fernvik (1974) e Steinbach (1987). Também foram obtidos os mesmos perfis de temperatura de equipamentos com fornecedores fabricantes de internos do resfriador, que serviram para comparar com o perfil de temperatura calculado no modelo integral.

3.4.8.2 Comparação com modelo C

Utilizando os dados do equipamento C, foi realizada uma comparação do modelo com os perfis de temperatura externa medidos.

3.4.8.3 Comparação com modelo Xeller

Xeller (1972) apresentou um artigo com resultados de medições de temperatura interna do clínquer ao longo do equipamento. Utilizando os dados desse artigo, foi elaborado o cálculo com o modelo integral e feita uma comparação com os dados de medição.

3.4.8.4 Comparação com o Equipamento D

Em 2013, todos os elementos internos de um dos resfriadores satélite de um fabricante de cimento foram substituídos. Uma das alternativas para análise dos resultados foi avaliar os dados de medição do equipamento recém-reformado. Os dados de medição foram recebidos dessa empresa, que realizou as medições de campo, sendo que o controle sobre o processo de medição foi feito internamente conforme padrões próprios da empresa.

Em relação à temperatura dos gases e do clínquer, pelo lado frio, na saída de clínquer e entrada de ar, foram obtidas medições das temperaturas do gás e do clínquer.

No lado quente, são possíveis medições do clínquer utilizando uma câmara termográfica com sensor de radiação na faixa de infravermelho. Entretanto, conforme já comentado, pela característica do equipamento em rotação, normalmente as medições não são confiáveis e adotam-se temperaturas usuais do forno em função da cor do clínquer e determinados pelo conhecimento do operador.

A temperatura do gás quente na saída de gás do resfriador (entrada de gás no forno) é adotada pela fábrica utilizando um balanço de energia global do forno.

A vazão mássica de clínquer é medida por balança eletrônica na alimentação do forno e deduzida do fator farinha clínquer (perdas no processo devido a reações químicas) do forno que é um dado determinado em laboratório.

A massa de gás no resfriador é determinada pela medição de vazão na saída do processo do forno, em função da quantidade de oxigênio, deduzindo o ar falso admitido no processo, definido por valores práticos. As medições são realizadas pela fábrica que fornece esse valor da vazão. Existem, de toda forma, valores de vazão específicos usuais, que são utilizados por fabricantes de cimento e servem como parâmetro de comparação das medições.

Não há um critério específico para medição da quantidade de material recirculado de clínquer, ou do clínquer em suspensão no ar que retorna para o forno. Normalmente adota-se um critério de projeto, fator que deve variar em função da granulometria medida do clínquer.

3.4.8.5 Análise da Transferência de Calor

Após as avaliações do modelo com as referências dos itens anteriores, foi realizada uma análise discretizada ao longo do equipamento. Os resultados permitem avaliar as curvas de variação de cada tipo de transferência de calor ao longo do equipamento.

Também foi feita uma análise de sensibilidade de variáveis no modelo. Foi avaliado o modelo considerando a variação da velocidade de rotação do equipamento e número de levantadores, materiais refratários com diferentes condutividades na região da zona quente, sua espessura, carga de pó recirculado de volta para o forno, diâmetro médio das partículas, fluxo de massa de gás, emissividade de clínquer e emissividade das paredes interna e externa.

Além disso, foi avaliada a modificação de tipos de levantadores no modelo para aumentar a transferência de calor na cortina.

3.5 Modelagem por Métodos Numéricos

A modelagem numérica neste trabalho serviu para avaliar parâmetros da análise do resfriador planetário. Foram elaborados modelos numéricos em MFC da análise de transferência de calor externa do resfriador e de DEM para análise dos levantadores. Os resultados permitiram também avaliar o modelo integral.

3.5.1 Modelagem com o Método de Elementos Discretos

Uma metodologia foi elaborada para avaliação de distribuição na cortina de material feita pelos levantadores do resfriador utilizando o método de elemento discreto (DEM) no software STAR-CCM.

A primeira necessidade foi definir as características de material para o clínquer. Alguns parâmetros foram determinados em função de materiais similares encontrados na literatura.

Considerando as referências indicadas no item 2.5.7 do capítulo 1, o modelo utilizado considerou os parâmetros para o material indicado na TABELA 3.1.

O resfriador tem diâmetro de 2,1m, e foi colocado em rotação a uma velocidade de 3 rpm. Foi elaborado um modelo de um resfriador com 0,2 m de comprimento. Foi alimentado o material no equipamento de forma a se ter em torno de 9 % de grau de enchimento, que é um parâmetro utilizado no cálculo integral definido pela Equação (3.13). Assim, encheu-se o modelo com aproximadamente 50.000 partículas.

TABELA 3.1 – Parâmetros do Material para o Cálculo no DEM

Diâmetro da partícula	0,0125 m
Densidade	2190 kg/m ³
Coefficiente de Poisson	0,375
Módulo de Young	30000 MPa
Coefficiente de atrito estático	0,6
Coefficiente de atrito de rolamento	0,3
Coefficiente de restituição normal	0,7
Coefficiente de restituição tangencial	0,7

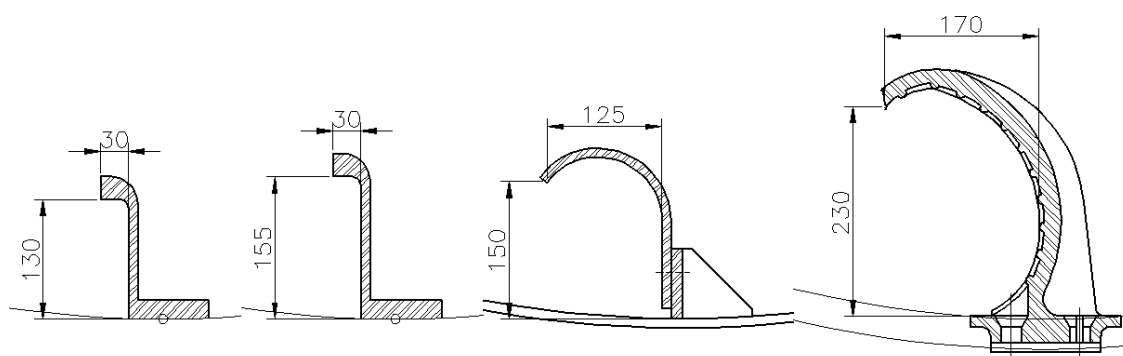
Para definição da análise do tempo de cálculo, quanto maior o módulo de Young (E), menor será o passo de integração calculado pelo DEM, conforme mostrado na Equação (2.108). É possível que o passo de integração fique perto da precisão da máquina. O STAR-CCM+ possui precisão mista. O DEM tem uma limitação de fração de sólidos de máximo 75 % por célula. Se houver células muito carregadas de partículas (>75 %), começa-se a introduzir erros. No modelo proposto, o particulado é bem fino e a chance disso acontecer será menor, ou pode ser que ocorra em poucas células.

O passo de integração calculado pelo DEM é muito menor que o passo definido na simulação. Assim, o passo da simulação foi definido de acordo com a escala de tempo gerada pelo próprio movimento do tambor, ou pela turbulência gerada pelas partículas. Adotou-se um passo de tempo da simulação de 0,1s, que significa um movimento angular de 2,1° ou movimento do levantador de aproximadamente 40 mm para uma rotação de 3 rpm.

Basicamente busca-se analisar o comportamento do material com variações de alguns parâmetros. Foram definidas as análises indicadas na TABELA 3.2. Na FIGURA 3.11 são mostradas as dimensões principais dos tipos de levantadores utilizados.

TABELA 3.2 – Tipos de Levantadores

Modelo	Tipos de Levantadores
1	levantador 1
2	levantador 2 - 3006
3	levantador 3 - 3007
4	levantador 4 - 3069
Alteração em função da mudança centro de giro	
1	resfriador rotativo
5	resfriador planetário



(dimensões em mm)

(a) Levantador 3006

(b) Levantador 3007

(c) Levantador 3000

(d) Levantador 3069

FIGURA 3.11 – Tipos de Levantadores

Para análise de sensibilidade dos parâmetros do modelo, foram variados os coeficientes de atrito de rolamento, de restituição tangencial interação clínquer-clínquer e clínquer-parede e o módulo de Young.

A observação do perfil de queda de material no método DEM permite compreender visualmente o comportamento e irregularidades na distribuição do material nas cortinas. Para análise dos resultados, além disso, foi criado um parâmetro de desvio da distribuição no resfriador. O resfriador foi discretizado em uma seções transversais verticais e foi calculada a quantidade de partícula por volume, conforme mostrado na FIGURA 3.12. Desta forma é

possível calcular este desvio padrão de distribuição do material no resfriador. A rotina feita para este cálculo foi elaborada na linguagem Visual Basic.

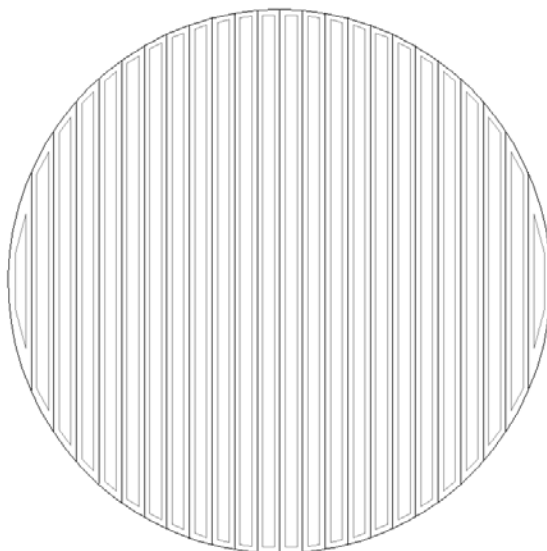


FIGURA 3.12 – Seções Transversais Verticais do Modelo

Para elaboração do modelo, algumas rotinas e programas de cálculo foram criados. Foi elaborada uma rotina na linguagem Java, utilizada para visualização do resfriador, que gira fora do eixo. A rotina posiciona o resfriador em um eixo fixo para avaliação do comportamento de descarga em função da sua posição.

3.5.2 Análise da Radiação Externa utilizando MFC

Foi elaborado um modelo de cálculo utilizando o MFC para avaliar a transferência de calor externa do resfriador para o ambiente utilizando o programa de computador FLUENT. Alguns parâmetros para esse modelo devem ser definidos e são apresentados nos próximos parágrafos. A definição e utilização desses parâmetros são encontradas na literatura e nos manuais de utilização dos programas de computador usados.

O cálculo foi elaborado com o *solver* baseado na pressão, mantendo o princípio do método para escoamento incompressível em baixas velocidades. O módulo de cálculo de energia do modelo deve ser considerado, já que o principal resultado do modelo será a transferência de calor.

Também deve ser definida a formulação de velocidade relativa ou absoluta. Foi selecionada a velocidade absoluta, pois o domínio apresenta velocidades baixas, sem movimentações expressivas. A formulação velocidade absoluta é preferida nas aplicações em que o escoamento na maior parte do domínio não está em movimento. A formulação velocidade relativa é apropriada quando a maior parte do fluido no domínio estiver em movimento, como é o caso de um rotor num tanque de mistura.

O cálculo foi feito inicialmente em regime permanente e considerou-se um modelo em 2D devido à simetria ao longo do equipamento.

Para o modelo viscoso, será executado um modelo $k-\varepsilon$ de 2 equações "realizável". Esse modelo difere do modelo padrão $k-\varepsilon$ basicamente devido a uma formulação da viscosidade turbulenta e de novas equações de transporte para a taxa de dissipação ε , derivada de uma equação exata para o transporte de flutuação da vorticidade médio-quadrada (SHIH *et al.*, 1995).

A função de tratamento na parede será baseada no trabalho de Launder e Spalding (1974) e é a mais largamente utilizada em escoamentos industriais (ANSYS, 2009a).

A opção de aquecimento viscoso, que inclui o termo de dissipação viscoso nas equações de energia não deverá ser considerada. Esta opção é recomendada para solução de escoamento compressível e normalmente é considerada quando o *solver* é baseado na densidade.

Os parâmetros indicados na TABELA 3.3 foram determinados a partir de experimentos com ar e água para escoamento de cisalhamento turbulento fundamentais, incluindo o escoamento de cisalhamento homogêneo e turbulência de malha decadente isotrópica.

TABELA 3.3 – Parâmetros da Equação $k - \varepsilon$

Parâmetro	Valor
$c_{1\varepsilon}$	1,44
$c_{2\varepsilon}$	1,92
c_{μ}	0,09
σ_k	1,0
σ_{ε}	1,3

Estas constantes se mostraram adequadas para uma ampla gama de contorno de parede e escoamentos de cisalhamento livres (Launder e Spalding, 1972) e são utilizados no modelo $k - \varepsilon$. No modelo $k - \varepsilon$ realizável, é necessário definir a constante $c_{2\varepsilon}$, que também é indicada abaixo.

O Número de Prandtl TKE é o número de Prandtl efetivo para o transporte de energia cinética da turbulência σ_k . Este número de Prandtl efetivo define a relação entre a difusividade da quantidade de movimento e a difusividade da energia cinética da turbulência através do transporte turbulento. Será utilizado o valor padrão do Fluent igual a 1,0.

O número de Prandtl TDR é o número de Prandtl efetivo para o transporte da taxa de dissipação de turbulência σ_{ε} . Este número de Prandtl efetivo define a relação entre a difusividade da quantidade de movimento para a difusividade de dissipação de turbulência através transporte turbulento. Será utilizado o valor padrão do Fluent de 1,2.

O número de Prandtl turbulento de energia tem valor padrão de 0,85. Para o número de Prandtl na parede também será adotado o valor padrão de 0,85, sendo o cálculo na parede proposto por Jayatilleke (1969).

Três modelos de radiação foram avaliados: modelo DO, modelo P1 e modelo S2S. Para o cálculo do modelo de ordenadas discretas (DO) é necessário definir os parâmetros coeficiente de absorção, coeficiente de espalhamento, função de fase de espalhamento e índice refrativo para cada material. Entretanto, como o meio é o ar e é considerado como não

participante, os fatores não precisam ser considerados. Para o modelo S2S, é calculado o fator de forma pelo próprio programa antes do início do cálculo numérico propriamente dito.

Um dos critérios de verificação na mecânica dos fluidos computacional é o teste da malha. Este teste consiste em alterar o tamanho de seus elementos, aumentando a quantidade dos mesmos e verificar se a variação dos resultados é pequena. Foi definido o critério de aumentar a malha em torno de 30% a 50% e considerar que o modelo atende se a variação da transferência de calor for inferior a 1%.

Na TABELA 3.4 e na TABELA 3.5 é apresentado um resumo das ações requeridas para o cálculo proposto no Fluent. Na TABELA 3.6 são indicadas as características dos materiais, ar, aço, e piso utilizadas nas condições de contorno de parede. Na TABELA 3.7 são indicadas as informações das zonas de fluido necessárias para definir a região em rotação do modelo. As informações para as condições de contorno entrada e parede, conforme dados definidos do processo, são indicadas na TABELA 3.8.

Para as condições de contorno de entrada e saída, deve-se especificar a quantidade de turbulência transportada. Para representar exatamente uma camada limite ou escoamento turbulento totalmente desenvolvido na entrada, deve-se definir a quantidade de turbulência, criando um perfil do fluxo a partir de dados experimentais ou de fórmulas empíricas. Se houver uma descrição analítica do perfil, ao invés de pontos de dados, pode-se usar a descrição analítica para criar um arquivo de perfil, ou criar uma função a ser inserida no Fluent. Entretanto, o Fluent permite uma condição de pressão de saída, que foi considerada para a condição de contorno de limite com o ambiente, usada para definir a pressão estática em tomadas de fluxo (e também outras variáveis, em caso de refluxo). O uso de uma condição de limite de pressão de saída, em vez de uma condição de escoamento muitas vezes resulta em uma melhor taxa de convergência quando um refluxo ocorre durante a iteração. A FIGURA 3.13 apresenta as condições de contorno consideradas no modelo.

No item de condições de operação da TABELA 3.4, para escoamentos incompressíveis que não envolvem qualquer limite de pressão, o Fluent ajusta o campo de pressão manométrica após cada iteração para mantê-lo variando. Isso é feito usando a pressão na célula localizada (ou mais próxima) na localização da pressão de referência. O valor da pressão nesta célula é subtraído do campo de pressão manométrico inteiro. Como resultado, a pressão manométrica

no local de referência de pressão é sempre zero. Se os limites de pressão estão envolvidos, o ajuste não é necessário e a referência de pressão local é ignorada.

O algoritmo baseado na pressão utilizado será o SIMPLE. Considerando que a malha do modelo não é uniforme, deverá ser adotado o esquema de segunda ordem para todas as equações descritivas.

Foi adotado o método de gradiente dos mínimos quadrados baseado na célula, conforme exposto no item 2.4.11 porque é o método que tem precisão do método do gradiente dos mínimos quadrados comparável com a do gradiente baseado no nó (e ambos são muito superiores em comparação com o gradiente baseado na célula). No entanto, é menos dispendioso calcular o gradiente de mínimos quadrados do que o gradiente baseado no nó.

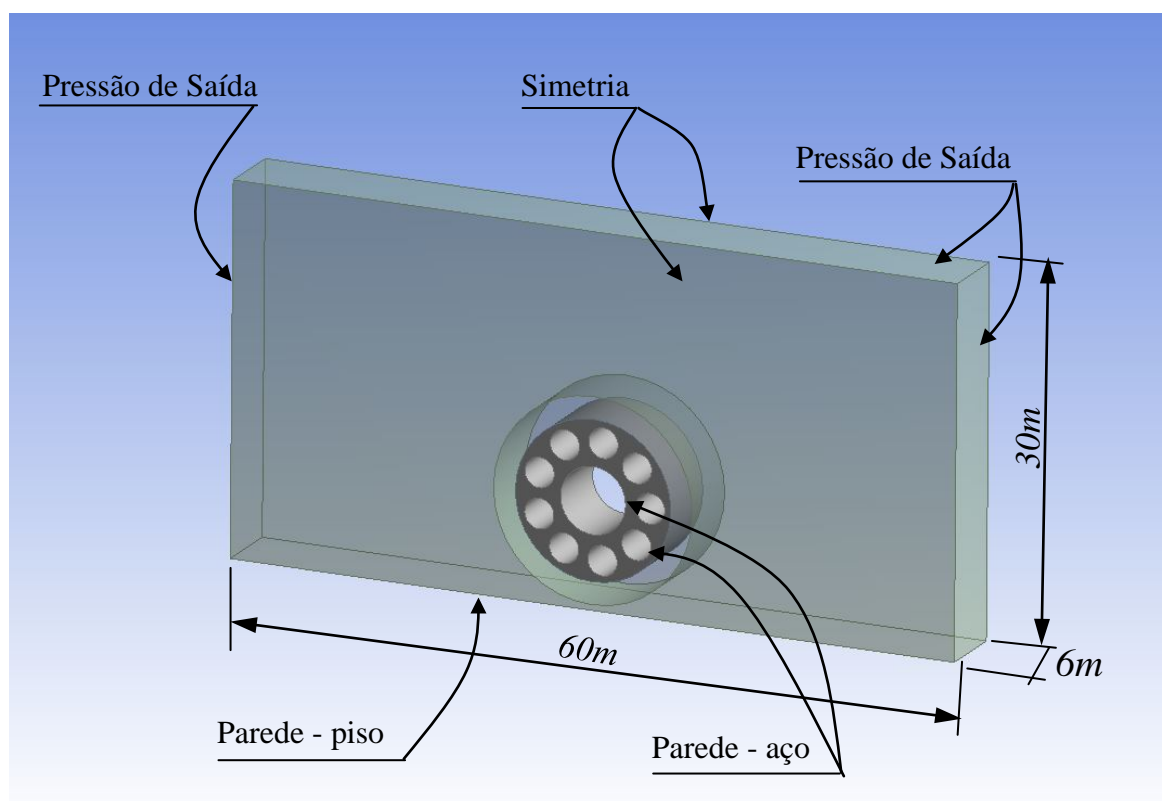


FIGURA 3.13 – Modelo MFC – Condições de Contorno

TABELA 3.4 – Dados para o Cálculo no Fluent – Módulos Geral e Energia

Módulo Geral	
Solver	
Tipo	Baseado na Pressão
Formulação da Velocidade	Absoluta
Tempo	Permanente
Gravidade	Sim
Aceleração da Gravidade	X:0; Y=-9,8m/s ² ; Z:0
Condições de Operação	
Pressão de Operação	101325 Pa
Local da Pressão de referência	x:0; y:0; z:0
Gravidade	Sim
Aceleração da Gravidade	x:0; y:-9,8 m/s ² ; z:0
Módulo Energia	
Equações de Energia	Sim
Módulo Viscoso	
Modelo	$k - \varepsilon$ de 2 equações
Modelo $k - \varepsilon$	Realizável
Tratamento próximo a parede	Função na parede padrão
Opções	
Aquecimento Viscoso	Não
Constantes do Modelo	
Cmu	0,09
C1 - ε	1,44
C2 - ε	1,92
Numero de Prandtl TKE	1
Numero de Prandtl TDR	1,2
Numero de Prandtl - Energia	0,85
Numero de Prandtl - Parede	0,85

TABELA 3.5 – Dados para o Cálculo no Fluent – Módulo de Radiação

Módulo de Radiação	
Modelo	Discrete Ordinate (DO)
Interação fluxo por iteração da radiação	1
Discretização angular	
Divisão Teta	4
Divisão Phi	4
Pixels Teta	3
Pixel Phi	3
Modelo não cinzento	
Número de faixas	0

Para o esquema de discretização da pressão, necessário para o *solver* baseado na pressão, é considerado a interpolação dos valores de pressão nas faces utilizando os coeficientes das equações de quantidade de movimento. Este procedimento funciona bem para uma variação de pressão suave entre os centros das células.

TABELA 3.6 – Dados para o Cálculo no Fluent – Módulo Materiais

Módulo Materiais		Ar	Piso Dolomita	Aço
Massa Específica	kg/m ³	1,225	2872	8030
Calor Específico	J/kg.K	1018,55	910	502,48
Condutividade Térmica	W/m.K	0,0359	1,75	16,27
Viscosidade	kg/m.s	2,42x10 ⁻⁵	–	–
Peso Molecular		28,966	–	–
Entalpia de Formação		0	–	–
Temperatura Referência	K	298,15	–	–
Coeficiente de Absorção	1/m	0	–	–
Coeficiente de espalhamento (<i>scattering</i>)	1/m	0	–	–
Função de fase de espalhamento		Isotrópico	Isotrópico	Isotrópico
Índice Refrativo		1	1,5	2,5

TABELA 3.7 – Dados para o Cálculo no Fluent – Módulo Condições na Área da Célula

Módulo Condições na Área da Célula			
Nome da área	Forno	Interface_int	Meio
Nome do Material	Ar	Ar	Ar
Zona porosa	Não	Não	Não
Zona Laminar	Não	Não	Não
Termo fonte	Não	Não	Não
Valores fixados	Não	Não	Não
Participa na Radiação	Sim	Sim	Sim
Origem do Eixo de Rotação	x:0; y:0; z:1	x:0; y:0; z:1	x:0; y:0; z:1
Tipo de Movimento	Malha de refer. móvel	Estático	Estático
Velocidade de Rotação	0,315 rad/s	–	–

TABELA 3.8 – Dados para o Cálculo no Fluent – Módulo Condições de Contorno

Módulo Condições de Contorno	Zona forno
Tipo	Parede
Informação da quantidade de movimento	
Movimento da parede	Parede em movimento
Condição Cisalhamento	Sem deslizamento
Rugosidade da Parede	
Altura da rugosidade	0 m
Constante rugosidade	0,5
Movimento	absoluto; rotacional
Velocidade	0
Origem do Eixo de Rotação	x:0; y:0; z:1
Informação Térmica	
Condição Térmica	Temperatura
Temperatura	513 K
Emissividade Interna	0,9
Espessura da parede	0 m
Nome do material	aço
Informação sobre radiação	
Tipo da condição de contorno	opaco
Fração de difusão	1

TABELA 3.9 –Módulo Condições de Contorno. Continuação

Módulo Condições de Contorno	Zona chao
Tipo	Parede
Informação da quantidade de movimento	
Movimento da parede	Parede Fixa
Condição Cisalhamento	Sem deslizamento
Rugosidade da Parede	
Altura da rugosidade	0 m
Constante rugosidade	0,5
Informação Térmica	
Condição Térmica	Temperatura
Temperatura	303 K
Emissividade Interna	0,9
Espessura da parede	0 m
Taxa de Geração de Calor	0 W/m ³
Nome do material	Dolomita
Informação sobre radiação	
Tipo da condição de contorno	opaco
Fração de difusão	1
Módulo Condições de Contorno	Zona extremidade
Tipo	pressão na saída
Informação da quantidade de movimento	
Pressão manométrica	zero Pa
Método de Especificação da Direção de fluxo de retorno	Normal à superfície
Especificação média da pressão	Não
Turbulência	
Método	$k - \varepsilon$
Energia Cinética da Turbulência	1 m ² /s ²
Taxa de Dissipação da Turbulência	1 m ² /s ³
Informação Térmica	
Temperatura Total de Fluxo de Retorno	303 K
Radiação	
Método temperatura corpo negro externo	Temperatura do contorno
Emissividade Interna	1

TABELA 3.10 –Módulo Condições de Contorno. Continuação

Módulo Condições de Contorno	Zona resfr
Tipo	Parede
Informação da quantidade de movimento	
Movimento da parede	Parede em movimento
Condição Cisalhamento	Sem deslizamento
Rugosidade da Parede	
Altura da rugosidade	0 m
Constante rugosidade	0,5
Movimento	absoluto; rotacional
Velocidade	0
Origem do Eixo de Rotação	x:0; y:0; z:1
Movimento	Relativo à zona da célula adjacente / rotacional
Velocidade	0,315 rad/s
Origem do Eixo de Rotação	x:0; y:0; z:1
Informação Térmica	
Condição Térmica	Temperatura
Temperatura	573 K
Emissividade Interna	0,9
Espessura da parede	0 m
Taxa de Geração de Calor	0 W/m ³
Nome do material	aço
Informação sobre radiação	
Tipo da condição de contorno	opaco
Fração de difusão	1

Na TABELA 3.11 são apresentados os parâmetros definidos no módulo de solução do problema.

TABELA 3.11 – Dados para o Cálculo no Fluent – Solução

Método de Solução	
Acoplamento Pressão Velocidade	
Esquema	Simple
Discretização Especial	
Gradiente	Baseado na célula de mínimos quadrados
Pressão	Padrão
Quantidade de Movimento	Upwind de 2a. Ordem
Energia Cinética de turbulência	Upwind de 2a. Ordem
Taxa de Dissipação de turbulência	Upwind de 2a. Ordem
Energia	Upwind de 2a. Ordem
DO - Discrete Ordinate	Upwind de 2a. Ordem
Controle de Solução	
Fator de relaxamento	
Pressão	0,3
Densidade	1
Força de Corpo	1
Quantidade de Movimento	0,7
Energia Cinética Turbulenta	0,8
Taxa de Dissipação turbulenta	0,8
Viscosidade turbulenta	1
Energia	1
P1	1
Inicialização da Solução	
Quadro de Referência	Relativo a zona da célula
Valores Iniciais	
Pressão Manométrica	Zero Pa
Velocidade X / Y	X: 0 m/s; Y: 0 m/s; Z: 0 m/s
Energia Cinética Turbulenta	$1 \text{ m}^2/\text{s}^2$
Taxa de Dissipação de turbulência	$1 \text{ m}^2/\text{s}^3$
Temperatura	454 K
Processamento do Cálculo	
Número de Iterações	500
Intervalo de atualização do perfil	1

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

O projeto consistiu, em uma visão geral, na análise do resfriador em três linhas: a modelagem da radiação externa utilizando mecânica dos fluidos computacional, a análise do comportamento da distribuição de material interna pelos levantadores utilizando o método de elementos discretos e uma análise integral de todo o resfriador. São apresentados os resultados dessas três análises.

4.1 Modelagem da Radiação Externa em Mecânica dos Fluidos Computacional

Para a modelagem da radiação externa utilizando a mecânica dos fluidos computacional, foram definidas alternativas com variação dos tipos de modelos de radiação e modelo de malha 2D e 3D conforme mostrado na TABELA 4.1. Dessa forma, foram obtidos resultados do modelo considerando as variáveis indicadas para cada caso, que estão apresentados a seguir. Inicialmente, foi elaborado um modelo 2D, já que não há mudança dimensional ou de quaisquer outras características ou propriedades no processo ao longo do eixo do equipamento.

O comportamento do cálculo foi testado alterando o modelo de radiação, sendo utilizados os modelos P1, DO e S2S.

TABELA 4.1 – Radiação Externa – Parâmetros Variáveis para o cálculo

	Tipo	Modelo de Radiação	Número Iterações
Caso 1	2D	DO	500x
Caso 2	3D	DO	500x
Caso 3	3D	P1	1.500x
Caso 4	3D	S2S	500x

Também foi feita uma análise de sensibilidade aumentando o número de elementos da malha em 50%, utilizando o modelo de radiação DO. A variação da transferência de calor foi inferior a 0,3%. Sendo assim, o modelo foi definido com 10.078 elementos para o modelo bidimensional e 50.863 elementos para o modelo tridimensional. A FIGURA 4.1 apresenta a malha gerada no modelo 2D e na FIGURA 4.2 é mostrada a malha gerada utilizada no

modelo 3D. No modelo 2D a malha tem tamanho máximo do elemento de 0,8m e é refinada na região próxima ao resfriador com tamanho mínimo de 0,03m. No modelo 3D, o tamanho máximo de cada elemento é de 1,0m e o tamanho mínimo de 0,02m. Para permitir o critério de rotação do equipamento, foi criada uma malha circular na região próxima ao resfriador, que facilitou a convergência do modelo.

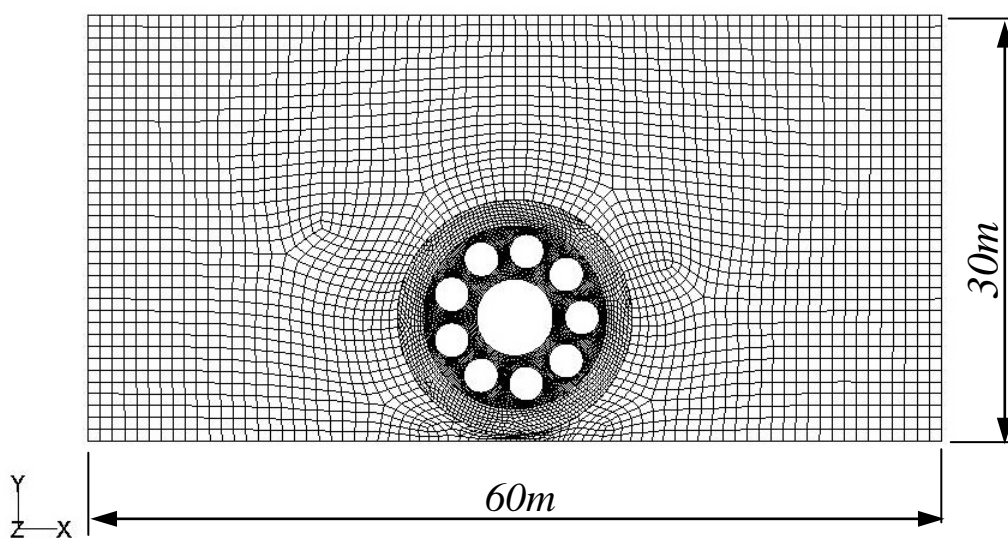


FIGURA 4.1 – Malha do modelo MFC – 2D

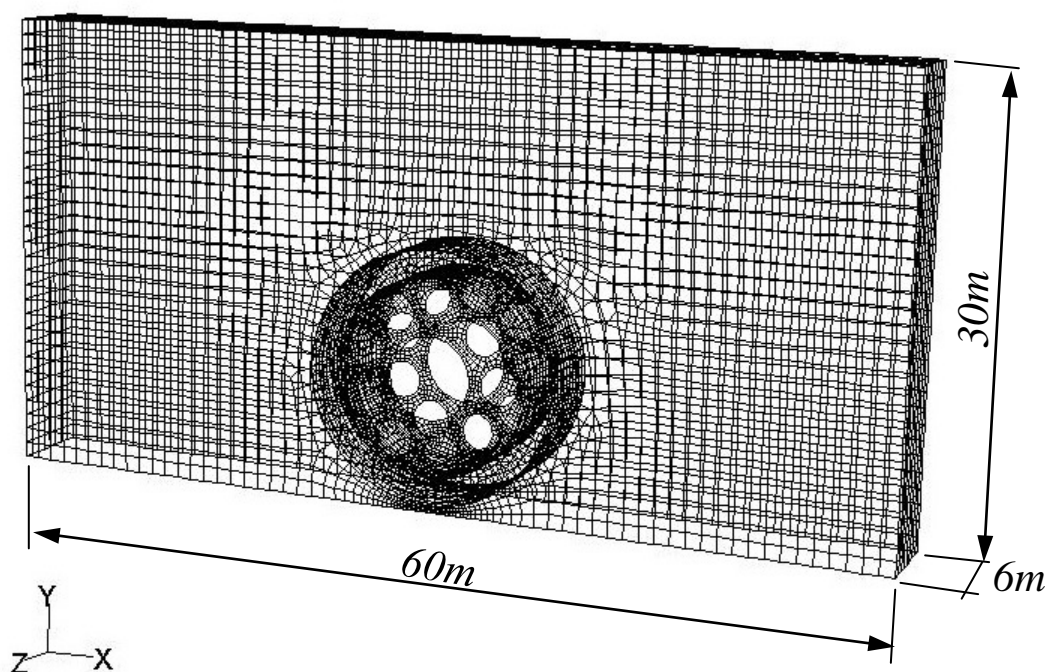


FIGURA 4.2 – Malha do modelo MFC – 3D

Na FIGURA 4.3, na FIGURA 4.4 e na FIGURA 4.5, são indicadas as linhas de escoamento de velocidade geradas nos modelos DO, P1 e S2S, para visualização e análise do comportamento do escoamento em torno do resfriador.

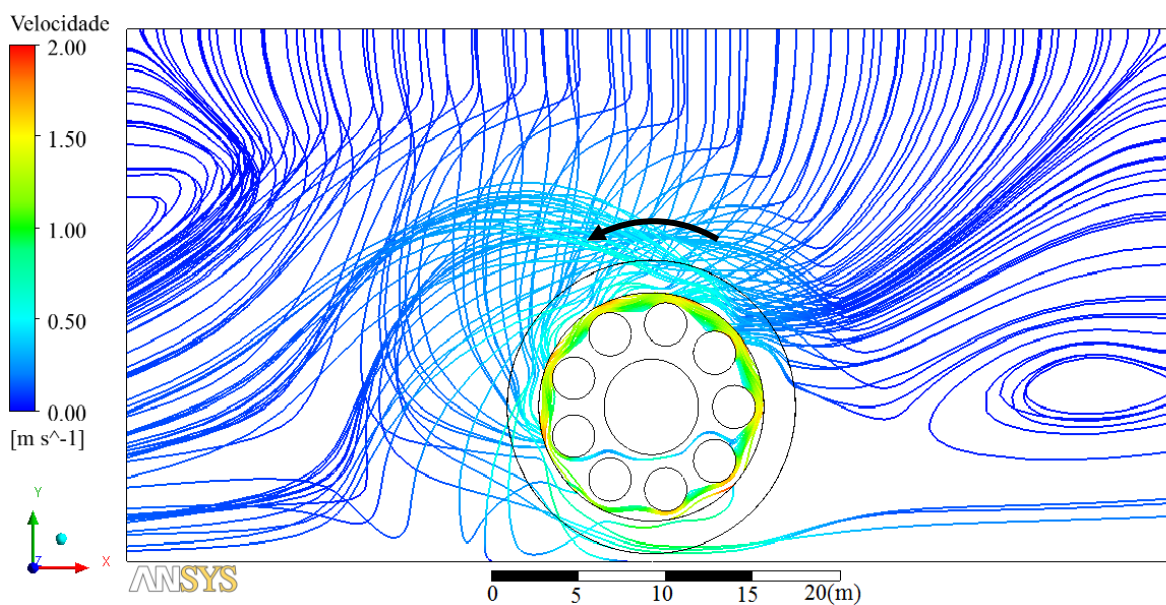


FIGURA 4.3 – Caso 2 – Modelo 3D Radiação DO – Linhas de Escoamento

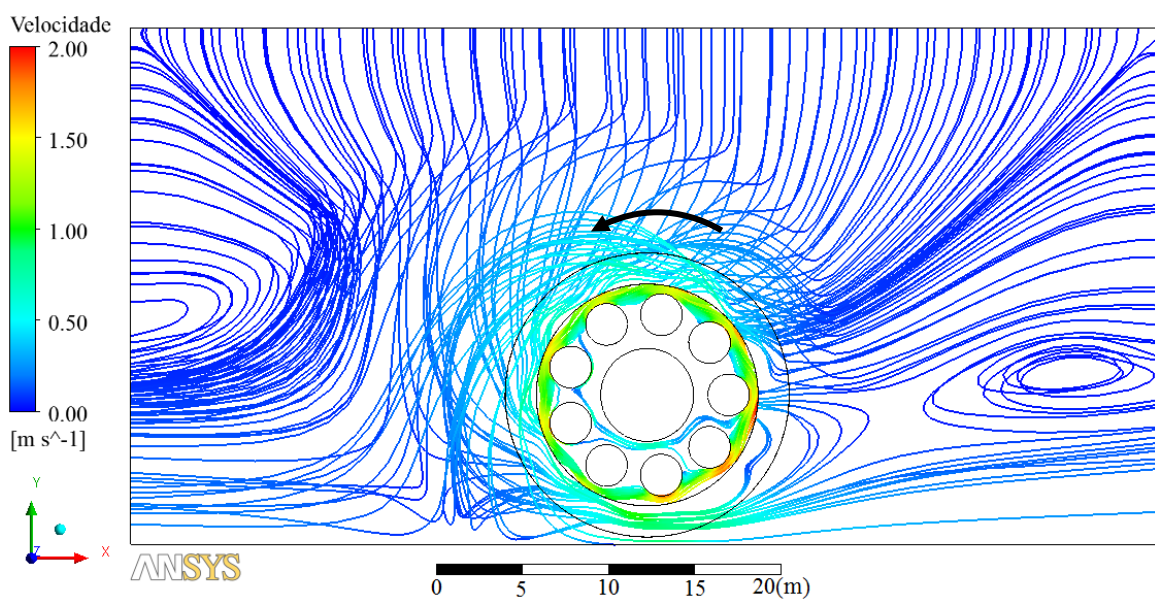


FIGURA 4.4 – Caso 3 – Modelo 3D Radiação P1 – Linhas de Escoamento

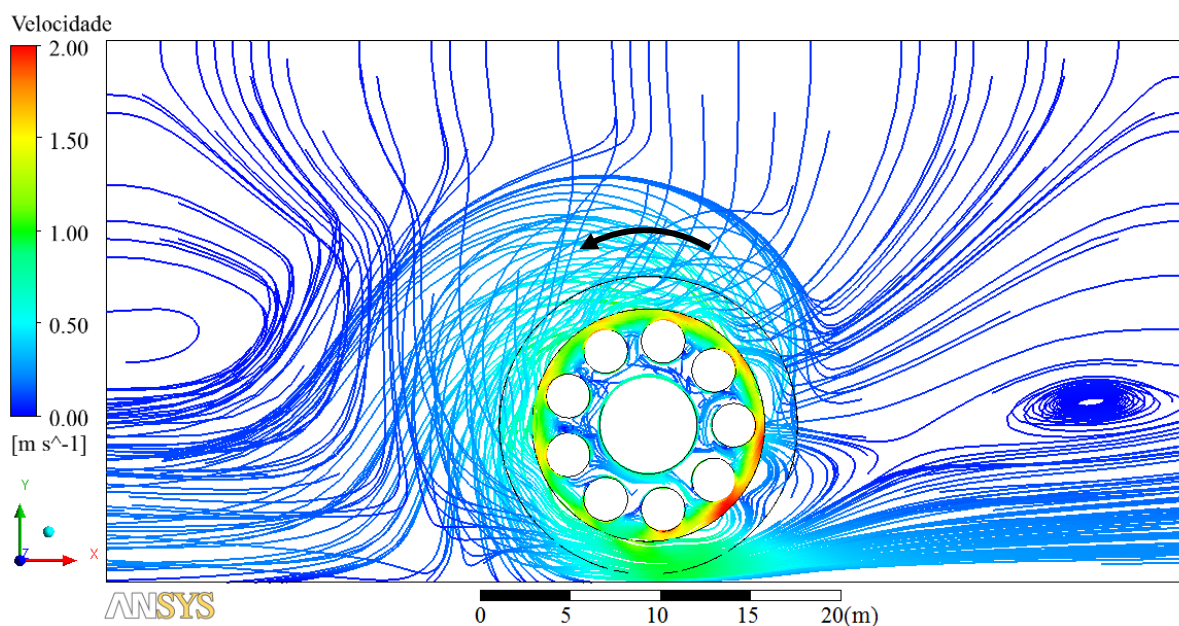


FIGURA 4.5 – Caso 4 – Modelo 3D Radiação S2S – Linhas de Escoamento

Na FIGURA 4.6 é apresentada a comparação do perfil de temperatura para os modelos 3D, DO, P1 e S2S.

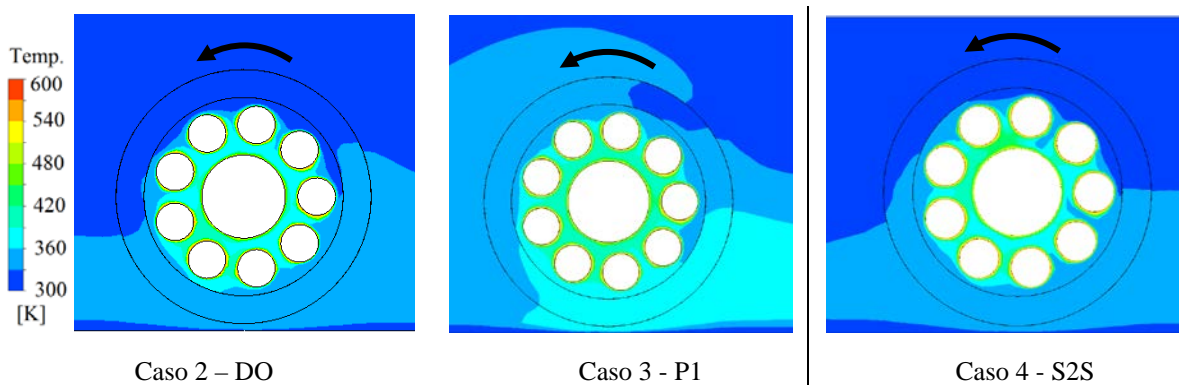


FIGURA 4.6 – Modelagem MFC – 3D – Perfil de Temperatura

Os resultados obtidos foram comparados com equações fornecidas pela literatura, conforme itens 2.3.8 e 3.4.4. Na TABELA 4.2 é apresentada uma comparação para a transferência de calor de convecção e radiação saindo do resfriador.

Os resultados obtidos em MFC serviram para avaliar as formulações propostas para o cálculo integral. Foi adotada a formulação "Fabricante Cimento", conforme indicado no item 3.4.4. A coluna "Variação" da TABELA 4.2 apresenta a variação dos demais cálculos em relação aos resultados dessa formulação "Fabricante Cimento".

TABELA 4.2 – Comparação da Transferência de Calor do Resfriador (W/m)

	Convecção	Radiação	Total	Variação
Fabricante Cimento Steinbach	8423	16796	25219	0
Hilpert, Knudsen e Kats	7133	16795	23929	5,1%
Caso 1 – MFC – Modelo 2D – DO	7075	17500	24575	2,6%
Caso 2 – MFC – Modelo 3D – DO	8869	17473	26342	4,5%
Caso 3 – MFC – Modelo 3D – P1	8993	32380	41373	64,1%
Caso 4 – MFC – Modelo 3D – S2S	8794	18403	27198	7,8%

A análise dos resultados mostra que os valores das equações integrais são similares e os casos utilizando o modelo de radiação DO e S2S são os que mais se aproximam destes resultados. Não houve grande diferença entre os casos 1 e 2, comparativos de elaboração da malha bidimensional com a tridimensional.

Para este problema proposto, adotar o modelo de radiação S2S de superfície a superfície, caso 4, justifica-se, devido à ausência do meio participante. O modelo DO também apresentou resultado similar, sendo um modelo que abrange toda gama de espessuras óticas e permite resolver tanto problemas de radiação de superfície a superfície, como com meios participantes.

O caso 3 com o modelo de radiação P1 apresentou resultados diferentes, justificados, talvez, pela perda de precisão para espessura ótica de pequena ordem, devido à complexidade da geometria do modelo, não sendo assim aplicável. Como os demais resultados mostraram-se compatíveis, não se avançou na análise do modelo P1.

4.2 Modelagem Interna do Resfriador pelo Método de Elementos Discretos DEM

Para comparar os resultados, o resfriador foi dividido em 24 partes verticais, na sua seção transversal, com comprimento de 0,1 m cada uma, conforme mostrado na FIGURA 4.7. Por observação do resultado, também foi possível separar a região de material no leito. O modelo considerou a rotação em sentido anti-horário, e dessa forma, o material é descarregado dos levantadores a partir da região 24 para a região 1.

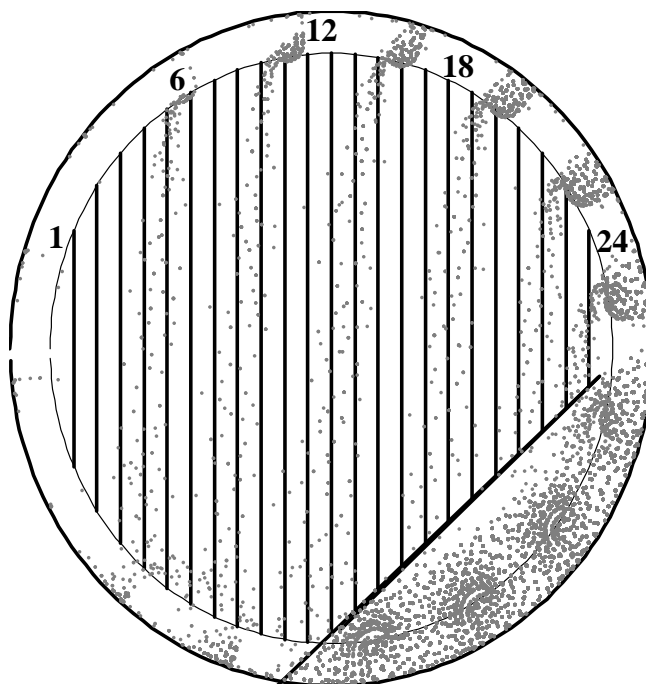


FIGURA 4.7 – Divisão do Resfriador em Seções Verticais

Alguns parâmetros presentes no modelo DEM são difíceis de ser determinados. A primeira parte da simulação consistiu em definir estes parâmetros para avaliar sua influência. Os parâmetros avaliados foram o coeficiente de restituição tangencial e os coeficientes de atrito de rolamento para a interação clínquer-clínquer e clínquer-parede, e o módulo de Young.

Verificou-se que o coeficiente de restituição tangencial não influencia a simulação, sendo que um coeficiente de atrito de rolamento baixo, menor do que 10^{-3} , para ambas as interações clínquer-clínquer e clínquer-parede também demonstrou não influenciar a simulação. Essa análise é feita pelo comportamento visual dos resultados ou do material em queda no resfriador, onde pode-se observar o efeito do comportamento do atrito do material.

Na FIGURA 4.8 é mostrada uma comparação do coeficiente de atrito de rolamento, mostrando que é mais significativo sobre a interação clínquer-clínquer. Considerando o coeficiente na ordem de 10^{-1} , observa-se um acúmulo de partículas no lado direito ao longo da parede do resfriador, nas regiões 21-24. As partículas se mostram mais agregadas na parede e a quantidade de material nos levantadores ainda é grande. As partículas nas cascatas ficam distribuídas de forma desigual, mostrando um comportamento falso do material. Assim, foi descartado o coeficiente de atrito de rolamento na interação clínquer-clínquer nesta ordem de grandeza.

Utilizando um valor para o coeficiente de atrito de rolamento da ordem de 10^{-3} , bem como valores menores, os resultados encontrados foram similares. A disposição das partículas teve um comportamento similar à experiência realizada por Ajayi e Sheehan (2012a). Os números de 6×10^{-3} e 7.5×10^{-3} foram assumidos por Yang (2008), que utilizou na sua simulação o valor para o coeficiente de atrito de rolamento igual ao coeficiente de atrito estático dividido por 200.

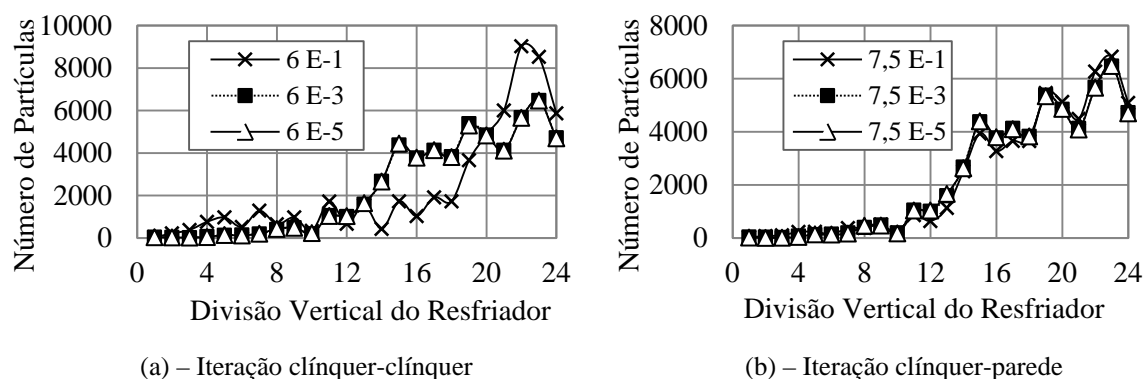


FIGURA 4.8 – Influência do Coeficiente de Atrito de Rolamento

Também a influência do módulo de Young foi verificada, que é uma medida utilizada para definição da rigidez de um material elástico. Também se observou que não houve influência nos resultados da simulação. Na FIGURA 4.9, observa-se que o módulo de Young na faixa de 0,3 MPa a 30000 MPa não afeta a distribuição das partículas no interior do resfriador. O tempo da simulação é proporcional ao módulo de Young. Para reduzir o tempo da simulação, foi definido um módulo de Young de 3 MPa, ao invés de 30000 MPa, encontrado na literatura para materiais semelhantes.

O comportamento do modelo foi avaliado com quatro tipos de levantadores diferentes. Na FIGURA 3.11 são mostrados os levantadores avaliados.

Na FIGURA 4.10 são mostradas as imagens da simulação para cada levantador.

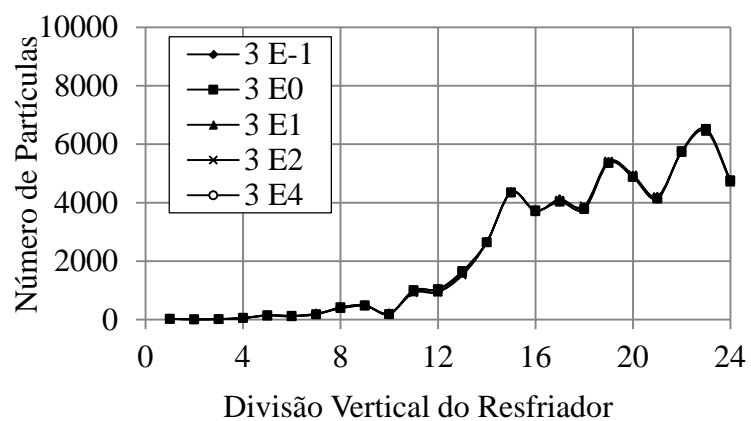
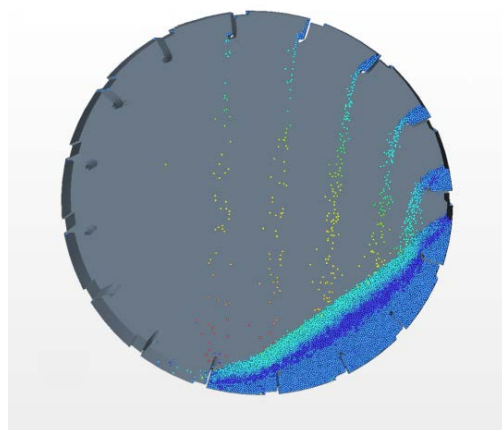
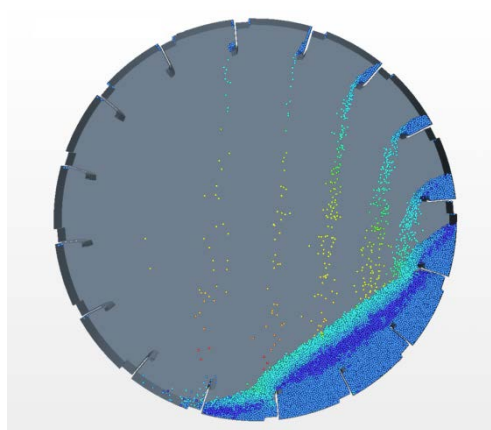


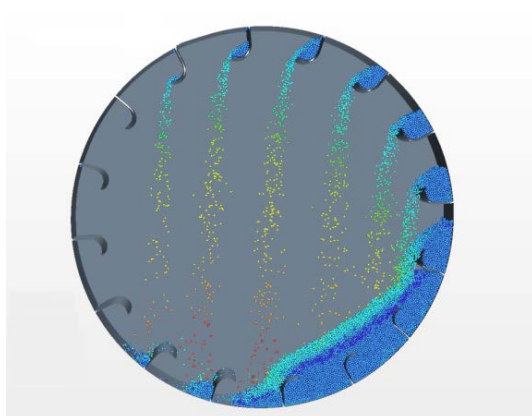
FIGURA 4.9 – Influência do Módulo de Young (MPa)



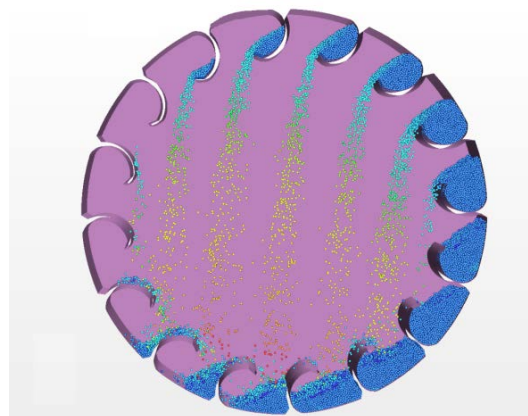
(a) Levantador 3006



(b) Levantador 3007



(c) Levantador 3000



(d) Levantador 3069

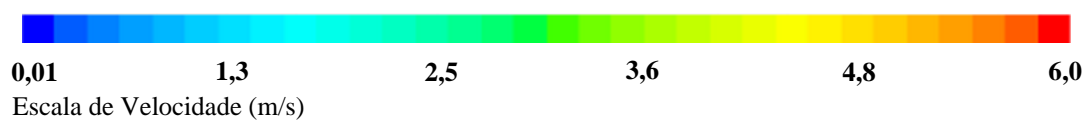


FIGURA 4.10 – Imagens Finais da Simulação

Para comparar os resultados das cortinas, foi utilizada a mesma metodologia para avaliação da influência dos parâmetros, entretanto, considerando somente as partículas na cortina de material, ou seja, todo o material exceto o material no leito e dentro dos levantadores.

Analisando inicialmente a distribuição do material incluindo o material do leito e dos levantadores, observa-se que os modelos mostraram uma tendência de distribuição de partículas semelhantes. Isto ocorre devido ao acúmulo de partículas que formam o leito do clínquer à direita e na parte inferior do resfriador, como evidenciado na FIGURA 4.11.

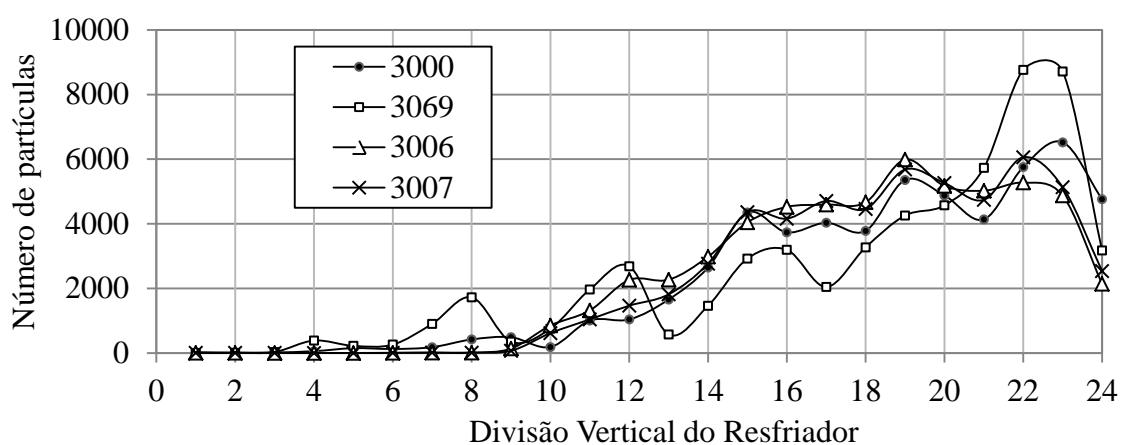


FIGURA 4.11 – Influência de Diferentes Levantadores

Com a análise da distribuição do material somente na cortina do material (desconsiderando o material no leito e o material dentro dos levantadores), observa-se que a distribuição de partículas dos modelos do resfriador utilizando os levantadores 3006 e 3007 tem comportamento similar, como mostrado na FIGURA 4.12. As primeiras três cortinas no modelo 3007 tem uma maior quantidade de partículas em comparação com o modelo 3006, realçado nas regiões 20 a 22 para as duas primeiras cortinas e 17 a 18 para a terceira cortina. Isto é devido à maior altura do levantador 3007, 180 mm, que proporciona maior volume de partículas derramado na cortina. Para esses dois levantadores, as regiões 1 a 9 não apresentaram partículas, criando uma região sem material, portanto, sem transferência de calor entre o ar e clínquer.

No modelo 3069, o material é mais distribuído em todas as cortinas ocupando toda a região do resfriador.

O modelo 3000 mostra um grande acúmulo de partículas na região 22, por incluir o material da cortina do primeiro e do segundo levantador. Também se observa uma melhor distribuição do material nas cortinas.

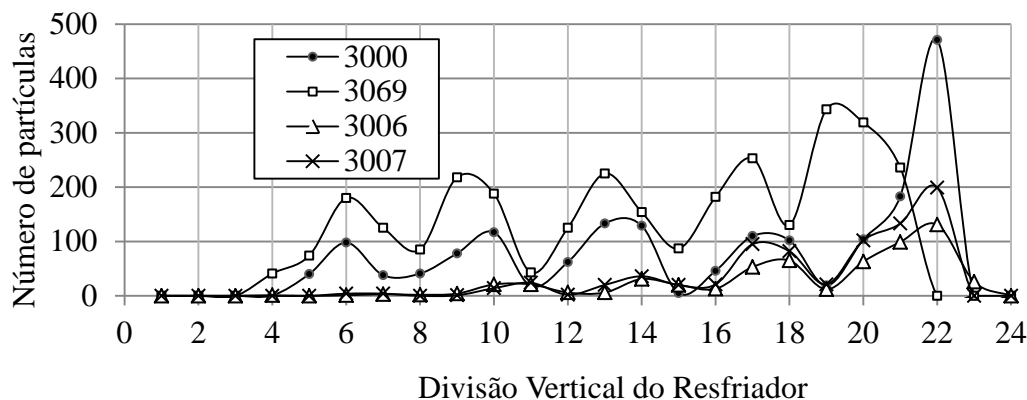


FIGURA 4.12 – Influência de Diferentes Levantadores – Distribuição na Cortina

Os resultados revelam que (tal como observado por Ajayi e Sheehan (2012); Revol *et al.* (2001) e Sunkara *et al.* (2013) nas avaliações experimentais para operação com materiais similares), há duas áreas distintas no resfriador rotativo, sendo uma composta principalmente por material, a área de cortina, e a outra onde não há clínquer, área de ar. Dessa forma, foi elaborado, no modelo integral, uma transferência de calor por convecção na superfície formada entre estas duas áreas. Um modelo matemático foi proposto para definir este perfil de material de cortina e calcular a área de superfície e sua transferência de calor.

4.3 Modelagem do Resfriador por uma Formulação Integral

Na FIGURA 4.13 e na FIGURA 4.14, apresentam-se dados de entrada utilizados no programa para o cálculo integral. Na tabela mostrada na FIGURA 4.13 são definidas as características de cada zona do resfriador quanto ao tipo de levantador e quantidade. As imagens mostradas nessa figura mostram algumas seções com seus levantadores conforme definido na tabela. Na tabela mostrada na FIGURA 4.14 são indicadas as condições de parede de cada zona do resfriador, definindo sua condutividade e espessura, podendo ser considerado até três diferentes materiais na parede, calculada conforme indicada na (2.17). Na mesma figura são definidos também demais dados gerais para permitir o cálculo do modelo.

Os resultados são apresentados na forma de um gráfico indicando um perfil de temperatura e de transferência de calor ao longo do equipamento (FIGURA 4.15).

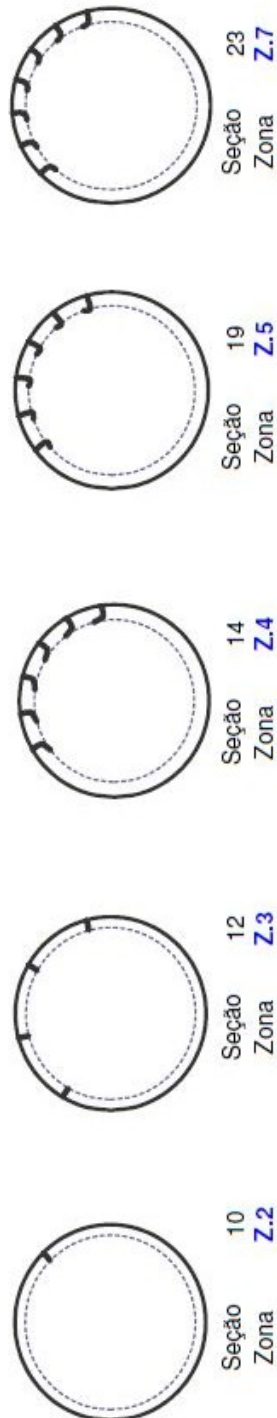
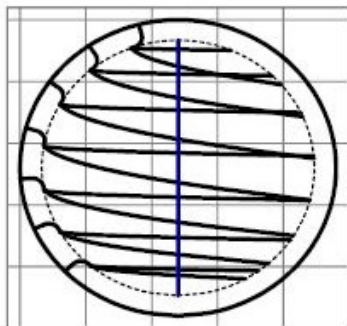
Data impr.: 17/11/2013

Tese: Modelamento e Análise de Resfriador de Clinker
 tipo Satélite para Fornos de Cimento
 Modelo de Cálculo

UFMG - Escola de Engenharia
 Pós Graduação em Engenharia Mecânica

MODELO DE RESFRIADOR PLANETÁRIO METODOLOGIA DE CORTINA - A

Zona	Compr. < do que Seção	> que	Lev tipo	Num lev	Fator Eficiência	Núm. de Levant. 1º Cort.	Pos.ang ativo(º)	1a zona	Linha y
pto inicial	-3,56	-3,56							
Z.C	3,56	0	-3,56	4	1			1	
Z.0	1,725	0		4	1			5	
Z.1	1,8	3,525	1,725	4	1			7	
Z.2	2,4	5,925	3,525	12	1	1	45	10	0
Z.3	2,45	8,375	5,925	13	1	4	15	12	0
Z.4	4,8	13,175	8,375	14	1	6	15	14	0
Z.5	1,6	14,775	13,175	15	1	6	20	19	0
Z.6	2	16,775	14,775	15	1	6	20	21	0
Z.7	8	24,775	16,775	16	1	7	20	23	0
Z.8	0,775	25,55	24,775	4	1			30	
								5	



Lucio Barreto Pereira

MR_30_0004_e.xls - Diagrama

Pag 1 de 4

FIGURA 4.13 – Formulação Integral – Entrada de Dados

Compr. Seção	< do que > que dist. Do início <	Condutividade		Espessura mm (de dentro para fora)		Esp.	Diam. Externo m	Diam. Interno m
		W/m2. °C	W/m2. °C	mm	mm			
Z.C	3,56	-3,56	4,1	90	90	12,7	2,58	2,4
Z.0	1,725	0	4,1	90	90	12,7	2,58	2,4
Z.1	1,8	1,725	4,1	90	90	12,7	2,58	2,4
Z.2	2,4	3,525	4,1	90	90	12,7	2,58	2,4
Z.3	2,45	5,925	15	25	25	16	2,412	2,35
Z.4	4,8	8,375	15	25	25	16	2,412	2,35
Z.5	1,6	13,175	47	7	7	12,7	2,414	2,4
Z.6	2	14,775	47	7	7	12,7	2,414	2,4
Z.7	8	24,775	47	7	7	12,7	2,4	2,4
Z.8	0,775	25,55	47	7	7	12,7	2,4	2,4

Qtd_cli	3285	td - Vazão de Clinker	θ	304	° - Posição angular do resfriador
QN_ar	0,843	Nm3/kg clin - Vazão Mass.de Ar	X _R	0	mm - centro resfriador - x
res_num	9	Numero de Resfriadores	Y _R	0	mm - centro resfriador - y
res_rot	2,4	rpm - Rotação do Resfriador	Elev	0,05	coeficiente atrito material/material
res_inc	2	° - Inclinação do Resfriador	T_amb	0,0015	passo_padr_curv_1
A		Metodologia de Cortina		0,003	passo_padr_curv_2
72,7	min	Tempo de Residência no resfriador		40	°
50	gr/Nm3	Carga de Pó - Ar Secundário		92,04	W/m². °C
4,22	kg/s	Vazão Mass. clinquer		5,4	m
3,56	Nm³/s	Vazão Mass.de Ar		2,4254	m
0,18	kg/s	Vazão Mass Pó entr. Forno		27,812	m
4,2%		Taxa Recirc. Clinquer		9,45	m
					Reposou Dinâmico
					Coef. Transf. Calor Clinquer
					Diâmetro do Forno
					Diâmetro do Resfriador - ext
					Comprimento do Resfriador
					Distância Centro a centro re

FIGURA 4.14 – Formulação Integral – Entrada de Dados

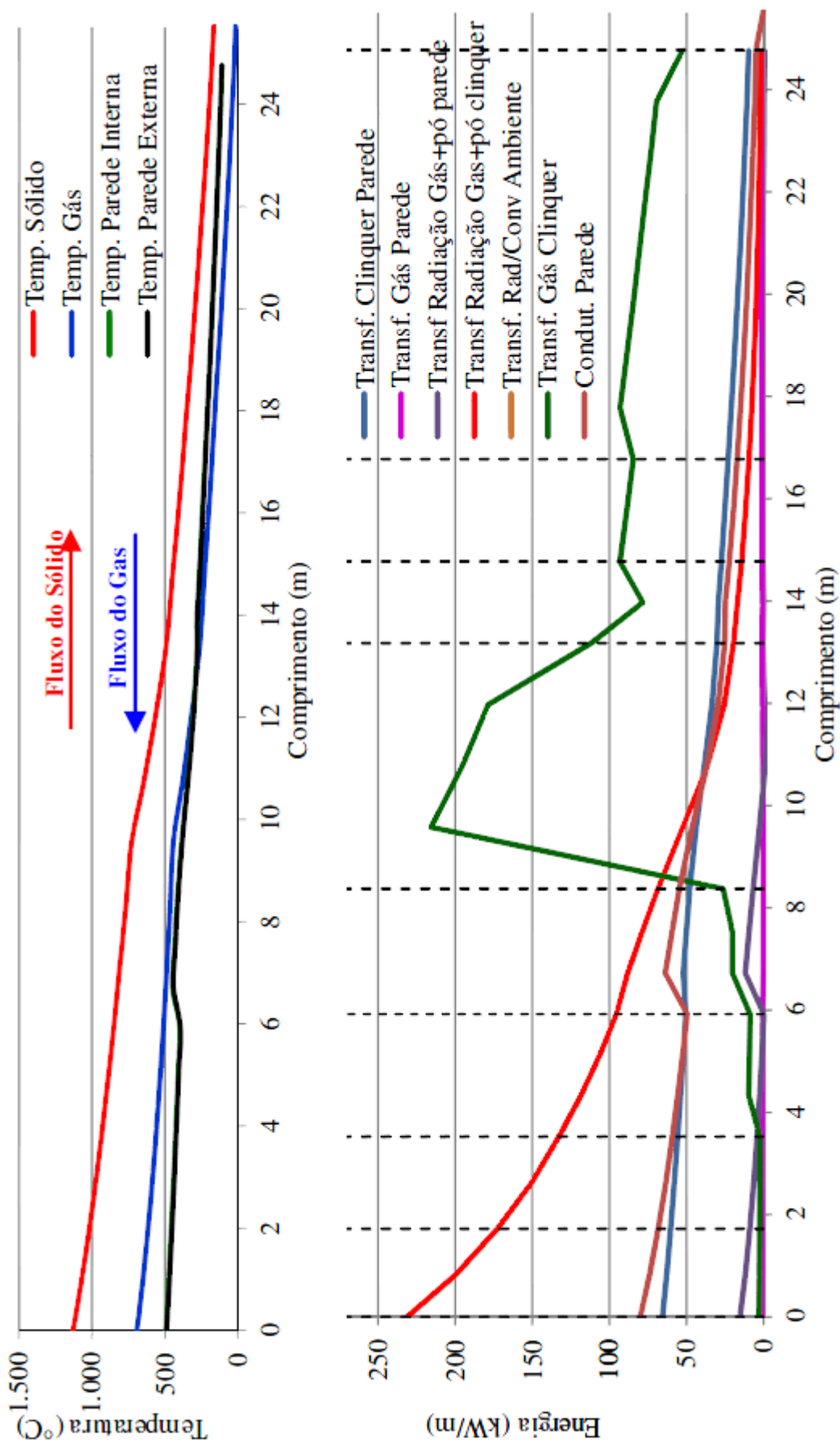


FIGURA 4.15 – Formulação Integral – Resultados

Observa-se que a temperatura do clínquer e do ar tem uma linha descendente da esquerda para a direita do gráfico, e a temperatura da parede tem uma variação mais significativa na curva na região onde o material se modifica com a substituição de material refratário por revestimento metálico. No gráfico de perfil de transferência de calor dessa figura, observa-se a maior transferência de calor por radiação no início do resfriador, e uma grande transferência de calor do gás diretamente do gás com o clínquer quando se inicia a utilização de levantadores no modelo.

4.3.1 Análise do Perfil de Temperatura Externa

O perfil de temperatura externa do equipamento é um dado de fácil obtenção e é utilizado normalmente para avaliação do comportamento interno no equipamento. Foram encontradas na literatura perfis de temperatura de alguns equipamentos. Na FIGURA 4.16 é apresentada uma comparação entre os modelos de alguns artigos e o modelo calculado.

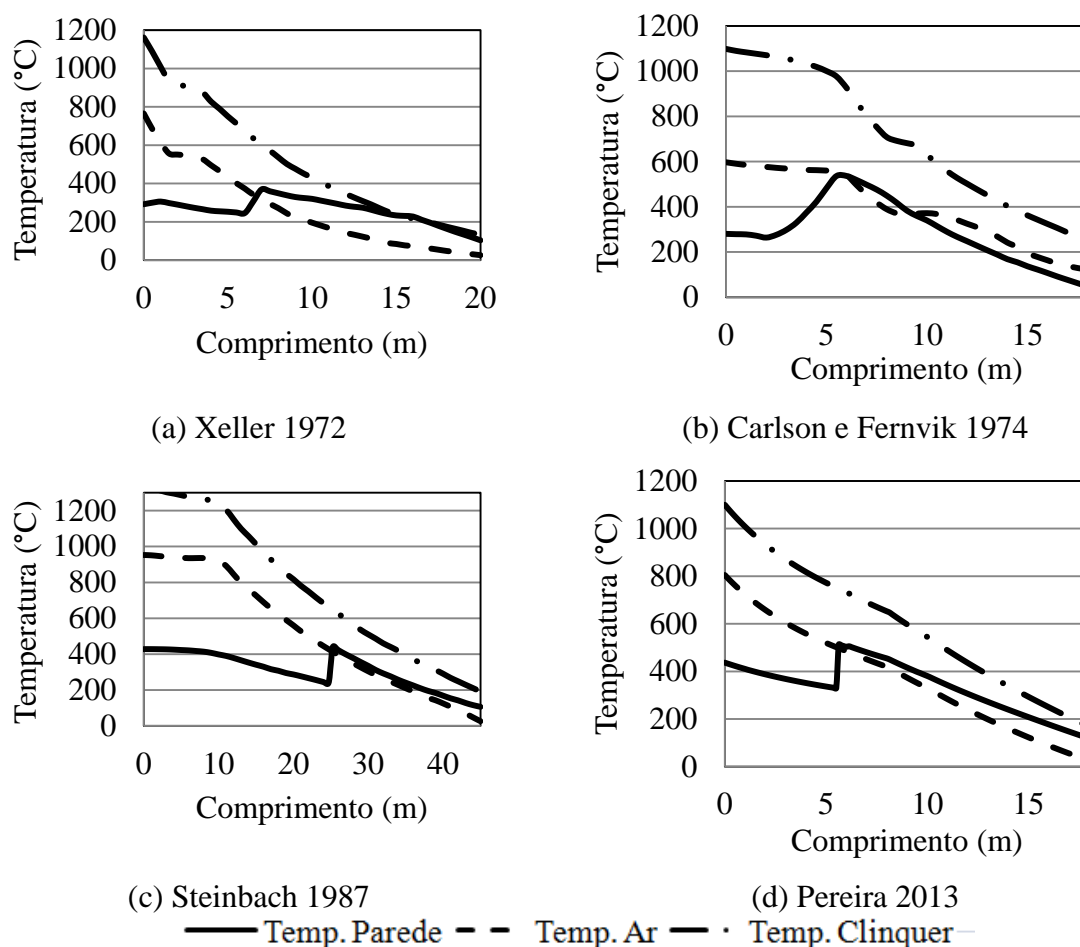
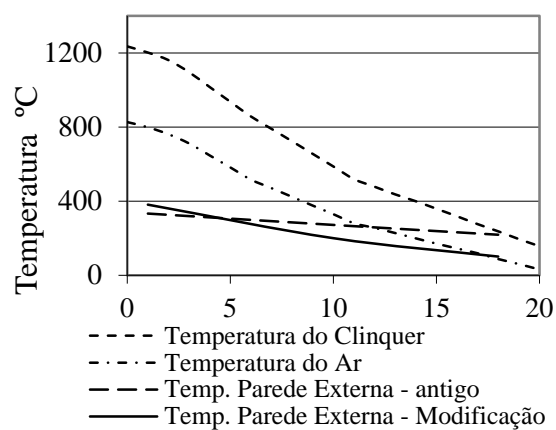
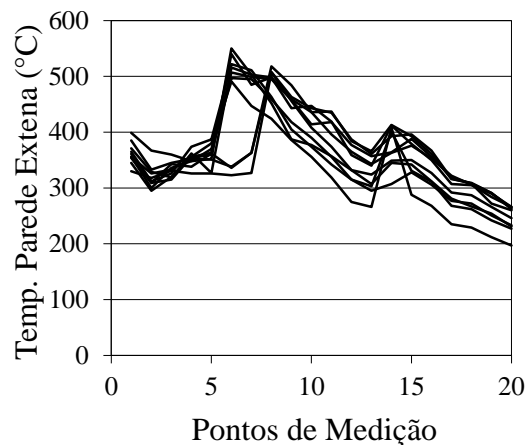


FIGURA 4.16 – Formulação Integral – Resultados – Comparação Modelo da Literatura

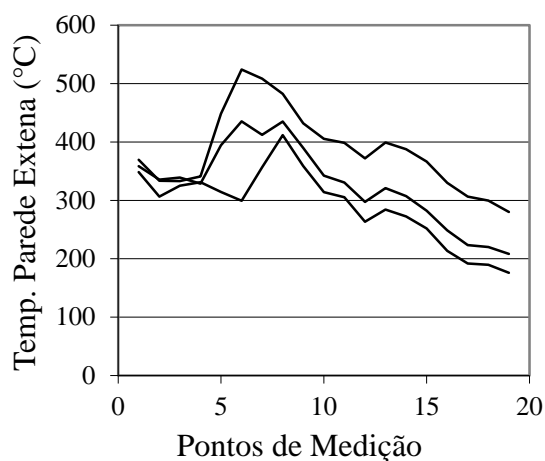
Também alguns perfis de temperatura externa foram pesquisados junto a fornecedores fabricantes de internos do resfriador. Na FIGURA 4.17 é apresentada uma comparação de alguns desses equipamentos.



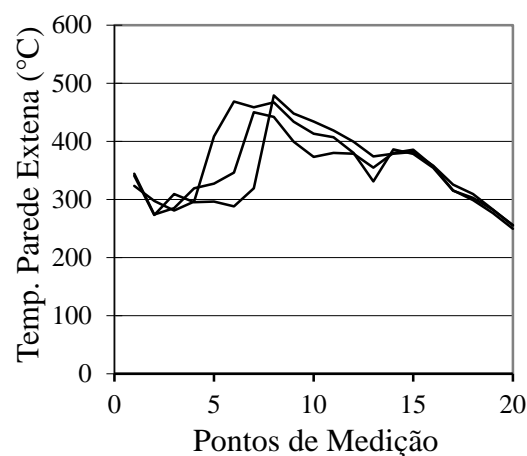
(a) ref. Estanda



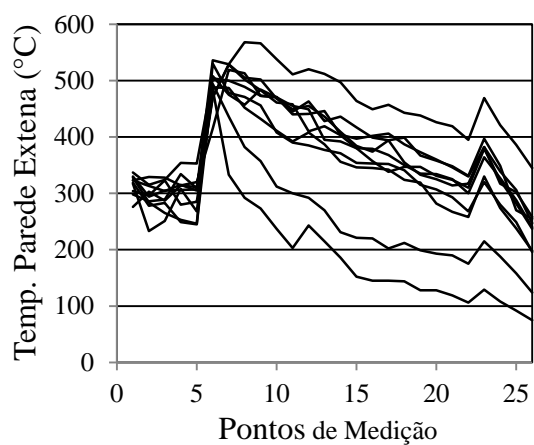
(b) ref. Nordcement Abr-96 (Maggotteaux)



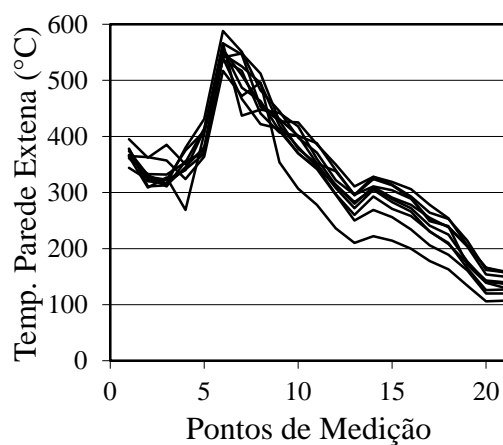
(c) ref. Nordcement Dez-96 (Maggotteaux)



(d) ref. Nordcement Set-98 (Maggotteaux)



(e) ref. Alsen Höver Dez-88 (Maggotteaux)



(f) ref. Alsen Höver Out-95 (Maggotteaux)

FIGURA 4.17 – Formulação Integral – Resultados – Comparação Fornecedores

As curvas dessa figura mostram a temperatura da parede da primeira região do resfriador mais baixa em função do revestimento refratário aumentando significativamente com a substituição do refratário por revestimento metálico. O objetivo é não permitir que a parede externa do resfriador não atinja temperaturas elevadas acima da temperatura admissível para o aço. Há pequenas regiões onde há uma variação negativa da curva, que na verdade, deve-se somente à medição inadequada que sofre interferência do suporte do resfriador.

Apesar de os dados internos dos equipamentos não estarem todos disponíveis, as comparações mostradas na FIGURA 4.16 e na FIGURA 4.17 servem para mostrar que o perfil de temperatura segue uma linha descendente ao longo do equipamento (exceto nas transições de revestimentos) acompanhando a redução de temperatura interna do clínquer, similar ao modelo calculado.

4.3.2 Comparação com modelo C

Seguindo o critério de análise, foi avaliado um equipamento C da empresa fabricante de cimento. Alguns dados não disponíveis foram definidos por similaridade a outros equipamentos.

Na FIGURA 3.4 são indicados os tipos de levantadores utilizados no equipamento C e na TABELA 4.3 são indicados os dados de entrada do modelo.

TABELA 4.3 – Dados de Entrada - Modelo Equipamento C

Dados da medição	Valor	Unidade
Rotação Forno	2	rpm
Diâmetro Forno	4,5	m
Diâmetro Resfriador	2,2	m
Número de Resfriadores	11	
Comprimento	17,5	m
Vazão de Clínquer	2,26	kg/s (por resfriador)
Vazão de Ar	2,08	Nm ³ /s (por resfriador)
Altitude	900	m
Emissividade	0,9	
Fator recirculação de clínquer	50	g/Nm ³

Na FIGURA 4.18 é apresentado um gráfico com o perfil de temperatura do modelo calculado comparado com o perfil de medição recebido da empresa.

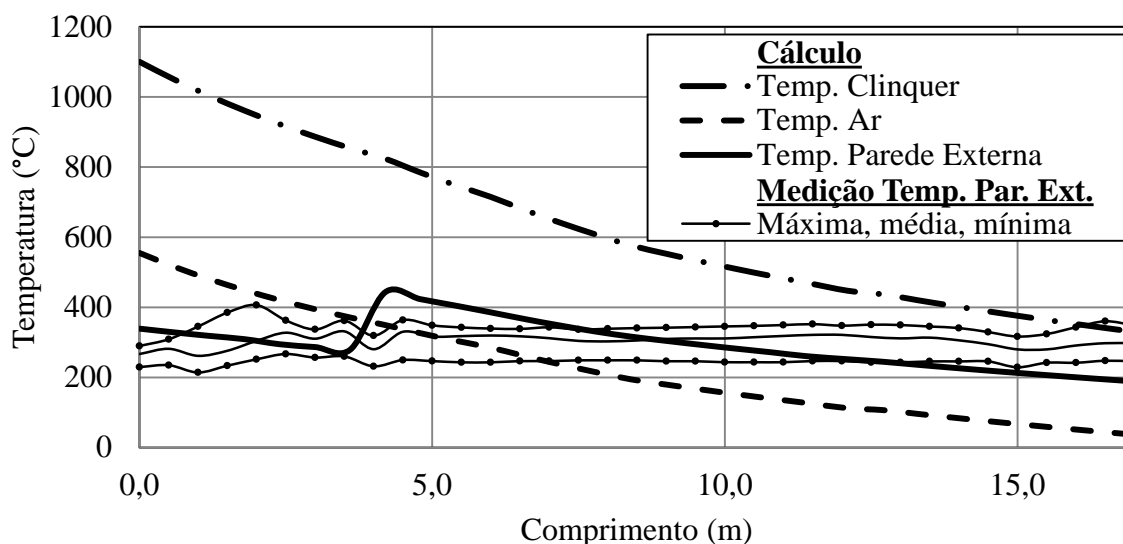


FIGURA 4.18 – Formulação Integral – Resultados – Comparação Modelo C

Os resultados apresentam certa similaridade na comparação do perfil de temperatura da parede externa. A medição da temperatura da parede externa mostra-se mais uniforme ao longo do resfriador. No modelo de cálculo, há uma ligeira redução de temperatura.

Essas diferenças podem ser devido a algumas considerações do modelo, e no que se refere a propriedades dos materiais e do próprio clínquer que muda ao longo do resfriador.

4.3.3 Comparação com modelo Xeller

Xeller (1972) apresentou um artigo com medições de um resfriador em que conseguiu obter dados de temperatura do clínquer ao longo do equipamento além da temperatura da parede externa. Foi elaborado o cálculo utilizando os dados fornecidos nesse artigo. Na TABELA 4.4 são apresentados os dados de entrada considerados. No artigo foram definidas as regiões, porém foi mostrado um detalhe típico do levantador. Os tipos de levantadores foram determinados pelo detalhe indicado e formato de levantadores conhecidos.

Na FIGURA 4.19 são apresentados os resultados do modelo comparado com as temperaturas indicadas no artigo.

TABELA 4.4 – Dados de Entrada - Modelo Xeller

Dados da medição	Valor	Unidade
Rotação Forno	2	rpm
Diâmetro Forno	4,5	m
Diâmetro Resfriador	2,2	m
Número de Resfriadores	10	
Comprimento	28	m
Vazão de Clínquer	3,47	kg/s (por resfriador)
Vazão de Ar	3,19	Nm ³ /s (por resfriador)
Altitude	550	m
Emissividade	0,9	
Fator recirculação de clínquer	50	g/Nm ³

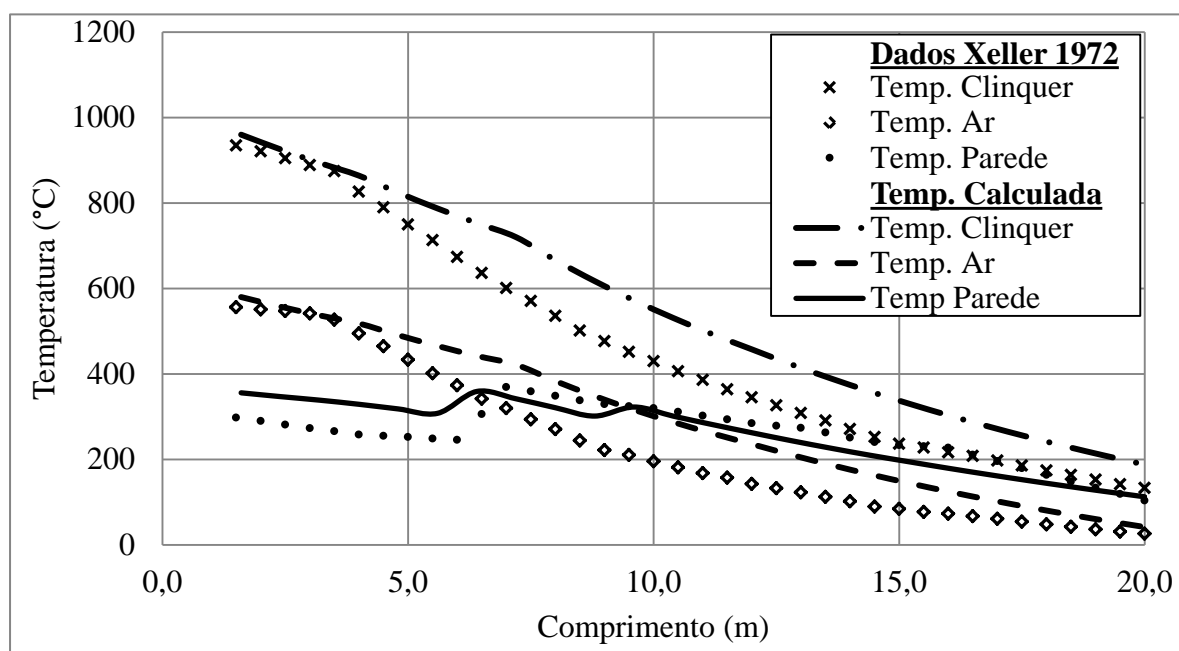


FIGURA 4.19 – Formulação Integral – Resultados – Comparação Modelo Xeller

Os dados desse artigo vêm de medições de temperatura da parede e, principalmente, do clínquer. A diferença das curvas pode ser devido à estimativa de algumas variáveis, como condutividade do material refratário e perfil dos levantadores. Ainda assim, pode-se dizer que os perfis de temperatura apresentam um comportamento similar, dando uma boa indicação da aproximação do resultado do modelo de cálculo com as medições.

4.3.4 Comparação com modelo D

O modelo foi calculado seguindo medições fornecidas realizadas pela empresa fabricante de cimento, utilizando o equipamento D em agosto de 2013. Este equipamento passou por uma modificação em 2013 sendo substituídos todos os elementos internos. Os tipos dos levantadores utilizados são conforme indicados na FIGURA 3.5. Na TABELA 4.5 são apresentados os dados de entrada do modelo.

TABELA 4.5 – Dados de Entrada - Medição agosto 2013 - Equipamento D

Dados da medição	Valor	Unidade
Vazão de Clínquer	136,9	t/h
	3285	t/dia
Vazão de Ar	115359	Nm ³ /h
	0,8427	Nm ³ /kg clínquer
Rotação Forno	2,4	rpm
Diâmetro casco	5,25	m
Diâmetro Total	10,05	m
Superfície Resfriador	3,51	m ² (envelopamento)
Diâmetro Resfriador	2,40	m
Comprimento	25,5	m
Altitude	740	m
Emissividade	0,8	
Velocidade do Ar	2	m/s
60 % Umidade Relativa	0,020561	Nm ³ H ₂ O / Nm ³ ar
Fator recirculação de clínquer	59	g/Nm ³

Na FIGURA 4.20 é apresentada a curva granulométrica do clínquer, conforme fornecido pela fábrica comparado com curvas padrões da literatura (ver item 2.2). Observa-se que o material é de granulometria muito fina, podendo ser caracterizado como "fino" ou "pó".

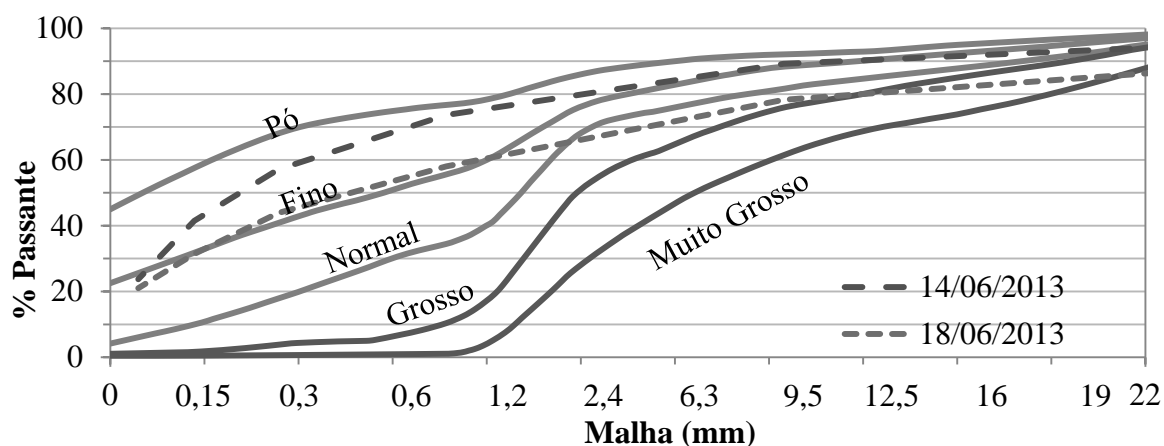


FIGURA 4.20 – Formulação Integral – Granulometria do Clínquer

Foi adotada a granulometria média de 2 mm para o cálculo do modelo.

Duas metodologias de cálculo de transferência de calor pela cortina foram avaliadas utilizando esse modelo. Na TABELA 4.6 é apresentada uma comparação das medições realizadas com as temperaturas de entrada e saída do cálculo segundo as duas metodologias.

TABELA 4.6 – Comparação Temperaturas - Medição agosto 2013 (equip. A)

	Medição Realizada	Cálculo - Modelo Integral	
		Metod.B	Metod.A
Clínquer			
Temp. Entrada	1200 °C	1200 °C	1200 °C
Temper. Saída	195 °C	264 °C	179,5 °C
Ar			
Temp. Entrada:	27 °C	27 °C	27 °C
Temper. Saída:	728 °C (*)	675 °C	740 °C

(*) calculada por balanço dos dados

Na FIGURA 4.21 é mostrado o perfil de temperatura da parede externa da medição realizada comparado com os resultados das duas metodologias do cálculo.

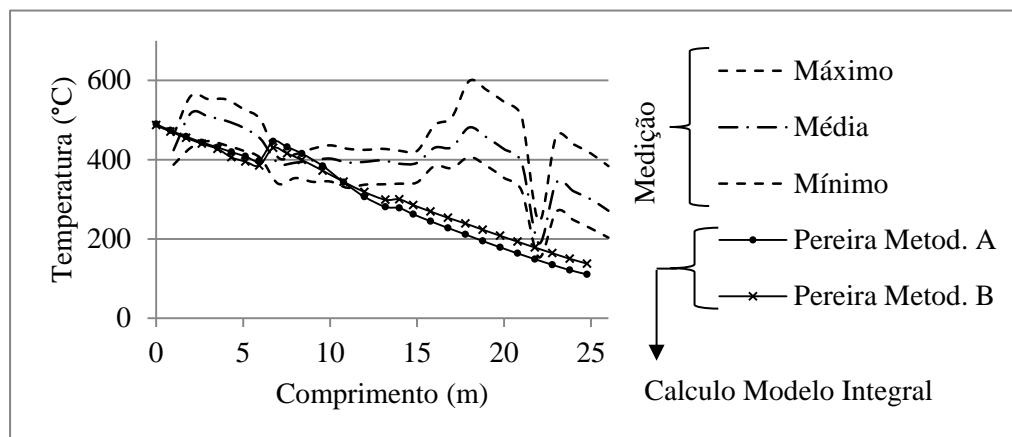


FIGURA 4.21 – Formulação Integral – Temperatura Parede Externa

O resultado mostra que há uma divergência no perfil de temperatura da parede externa deste equipamento D. As medições mostram uma elevação de temperatura no final do resfriador.

Entretanto, essa elevação de temperatura não é observada nos casos apresentados dos itens anteriores.

De toda forma, em análise somente da temperatura do clínquer e do ar (TABELA 4.6), com a metodologia de cortina A (que seria sem usar o critério de dividir a seção em dois e calcular a superior pela transferência da face da cortina), atinge-se temperaturas similares da medição na entrada e saída de material e ar.

Há uma incoerência, porque a temperatura do casco é superior à temperatura interna de clínquer e ar na mesma região. Como o modelo faz o balanço dentro de cada seção, as temperaturas do casco nunca serão superiores às temperaturas do lado interno. Tal efeito somente poderia ocorrer em função de uma condutividade externa axial pela chapa do resfriador.

Ainda assim, não justificaria a elevação de temperatura, podendo somente reduzir a diferença da temperatura da parede externa entre as regiões.

Dessa forma, apesar da maior expectativa, visto que este equipamento D é o que tem mais informações disponíveis, os dados de medição não foram considerados consistentes para uma validação do problema.

Entretanto, considerando as análises dos itens anteriores, 0, 4.3.2 e 4.3.3, o modelo de cálculo integral foi considerado compatível com resultados da literatura e seguiu-se a análise de avaliação da transferência de calor do modelo integral.

4.3.5 Análise da Transferência de Calor

Foi analisada a transferência de calor discretizada no modelo integral. Na FIGURA 4.22 é mostrada a transferência de calor a partir do volume de controle do gás e do material sólido. Os resultados mostram a maior transferência de calor pela cortina bem como a transferência por radiação, que ocorre no início do equipamento onde as temperaturas são mais elevadas.

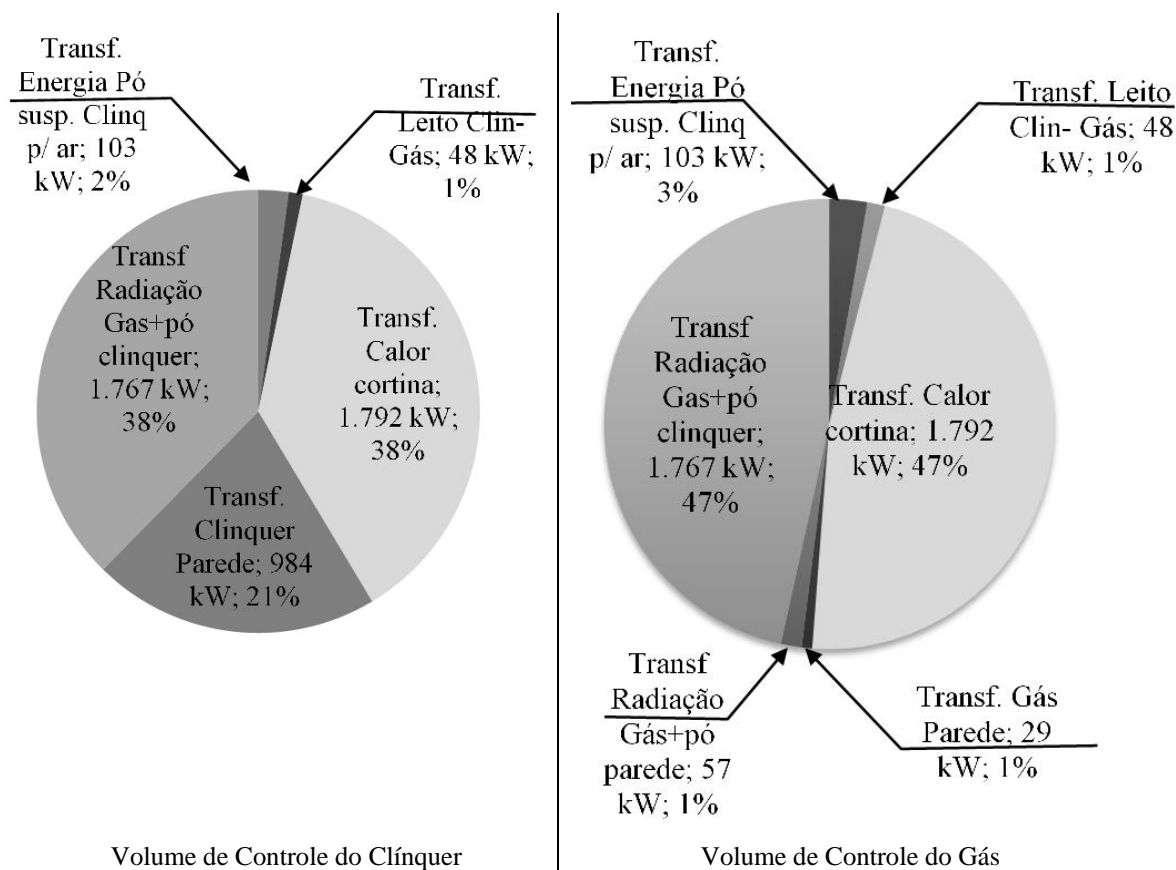


FIGURA 4.22 – Transferência de Calor – Volume de Controle do Clínquer e do Gás

Na FIGURA 4.23 são mostrados os parâmetros de transferência de calor ao longo da direção axial do equipamento. Na zona quente, a transferência de calor por radiação é dominante e, nas zonas com levantadores, a transferência de calor principal ocorre na queda do material pela cortina.

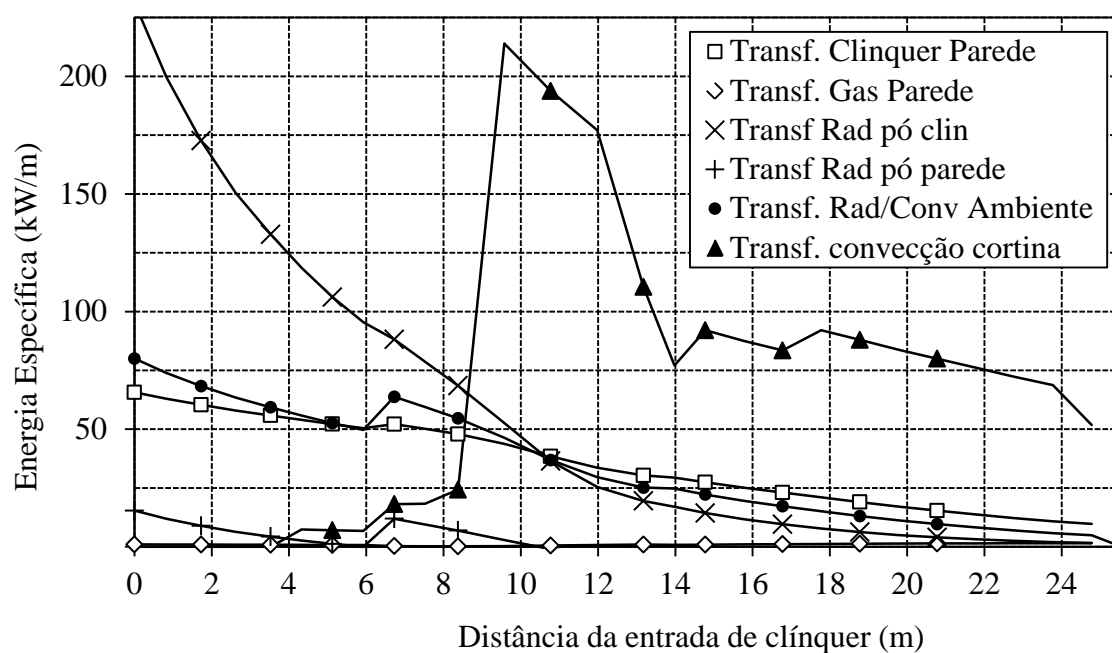


FIGURA 4.23 – Transferência de Calor no Equipamento

Na FIGURA 4.24 é mostrada a temperatura do gás, do clínquer e da parede ao longo do eixo do equipamento. As transferências de calor mantém uma linha descendente típica ao longo do equipamento, exceto a transferência de calor por convecção na cortina que aumenta substancialmente na região de maior quantidade de levantadores e em que ainda há grandes diferenças de temperatura entre o ar e o sólido.

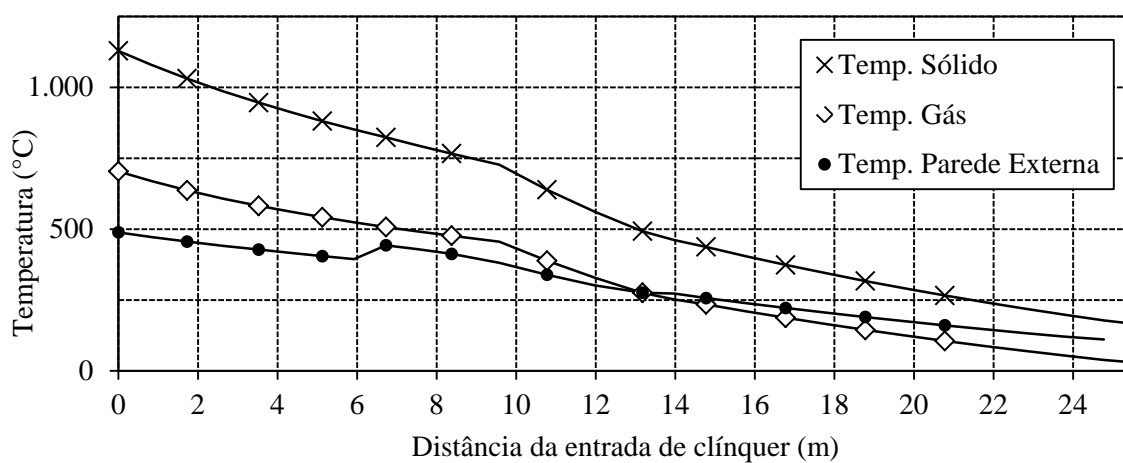


FIGURA 4.24 – Perfil de Temperatura no Sentido Axial do Equipamento

4.3.6 Análise de Variáveis do Modelo

A fim de compreender a influência das variáveis sobre o comportamento de transferência de calor no equipamento, é possível utilizar o modelo para alterar essas variáveis. Foi avaliado o modelo considerando a variação da velocidade de rotação do equipamento e número de levantadores, materiais refratários com diferentes condutividades na região da zona quente, sua espessura, carga de pó recirculado de volta para o forno, diâmetro médio das partículas, fluxo de massa de gás, emissividade de clínquer e emissividade das paredes interna e externa.

A faixa de rotação de 2 rpm a 4 rpm não mostrou variação significativa nos resultados.

A modificação no número de levantadores de 12, 16 ou 18 produzem uma mudança significativa na transferência de calor por convecção através da cortina, como mostrado na FIGURA 4.25. O aumento da temperatura do ar secundário ao se utilizar 18 levantadores ao invés de 16 levantadores pode gerar uma economia de combustível no forno de 15,5 kJ/kg clínquer (0,5% do consumo de combustível do forno).

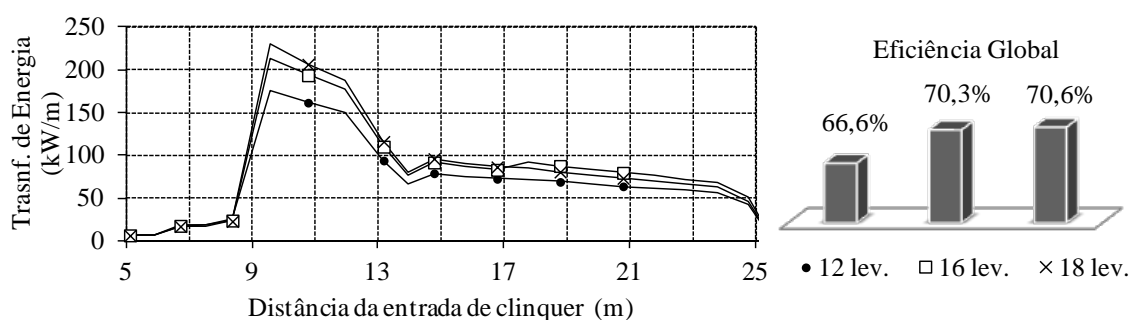


FIGURA 4.25 –Transferência de Calor por Convecção na Cortina

A modificação do material refratário e sua espessura na primeira região do resfriador, ou zona quente, indica uma mudança significativa na transferência de calor global. Além disso, devido à elevada temperatura, o material refratário tem um papel fundamental nesta região, para a proteção do casco metálico. A FIGURA 4.26 é mostrada a diferença de temperatura nessa região para diferentes condutividades térmicas de materiais refratários. A utilização de um material refratário com menor condutividade (redução de 4,1 para 0,5 W/m.°C) significa uma economia de combustível no forno devido a maior temperatura do ar secundário de 87 kJ/kg clínquer (2,5% do consumo de combustível).

A recirculação da carga de pó que retorna para o forno tem um efeito de aumentar a transferência de calor por radiação, e naturalmente, a transferência de calor através da transferência de massa do clínquer para o ar. Entretanto, a alteração da carga de pó não mostrou maior diferença na eficiência do equipamento e resultados do modelo.

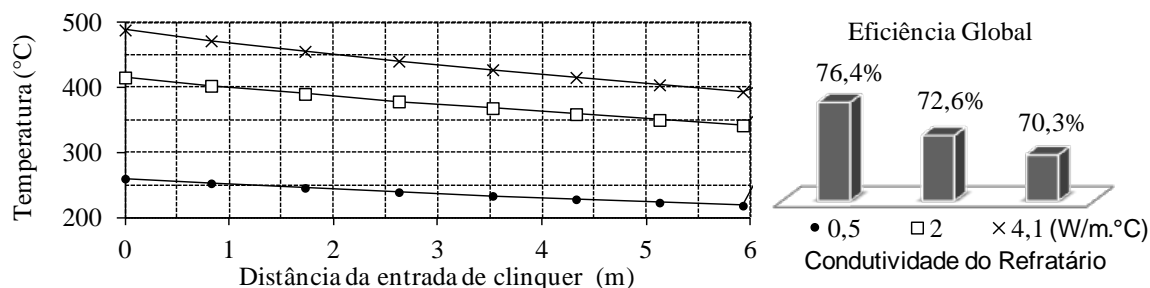


FIGURA 4.26 – Temperatura da Parede Externa com Diferentes Materiais Refratários

A alteração do diâmetro médio da partícula no modelo também tem um efeito considerável na eficiência e observa-se que a alteração principal ocorre na zona intermediária, que já tem levantadores e continua com uma temperatura elevada. Na FIGURA 4.27 é mostrada a variação observada com diferentes tamanhos médios de partículas. A granulometria média do clínquer de 2 mm ao invés de 6,5 mm significa uma economia de combustível no forno de 80 kJ/kg clínquer, ou 2,3%, devido a maior temperatura do ar secundário.

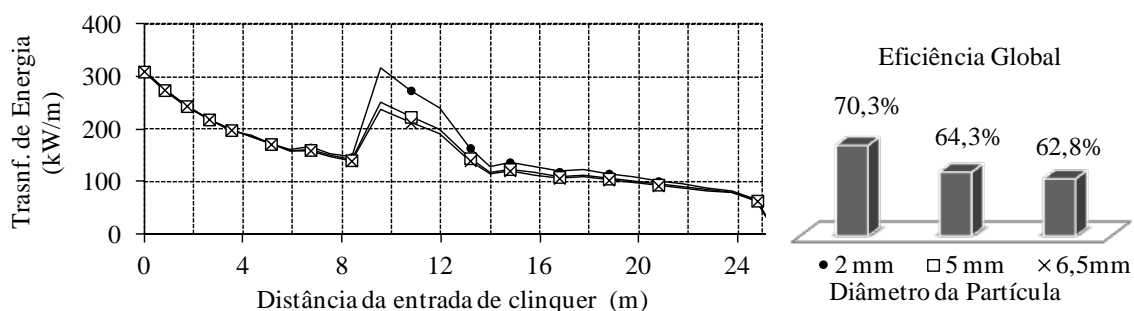


FIGURA 4.27 – Transferência de Calor em Função do Diâmetro da Partícula

A alteração dos fatores de emissividade das paredes externa e interna de 0,7 a 0,9 teve pouco efeito sobre o resultado global de transferência de calor.

Também foi avaliada a substituição do tipo de levantador por outro que gerasse maior distribuição e volume de material descarregado na cortina. Foi selecionado o levantador da região 3, equipamento B (FIGURA 3.3) para substituir os levantadores das regiões 4, 5 e 6

(FIGURA 3.5). Na FIGURA 4.28 é apresentado o comportamento da transferência de calor no equipamento para modificação do levantador da região 4, e na FIGURA 4.29, da mesma forma, para a região 5 e 6. Na FIGURA 4.30 é apresentado o comportamento substituindo todos os levantadores das regiões 4, 5 e 6. Observa-se um aumento da transferência de calor tanto na alteração dos levantadores na zona intermediária (região 4) como na zona fria (região 5 e 6). Nesse caso, o ar secundário com maior temperatura gera uma economia de combustível no forno de 76,8 kJ/kg clínquer (2,2% do consumo de combustível).

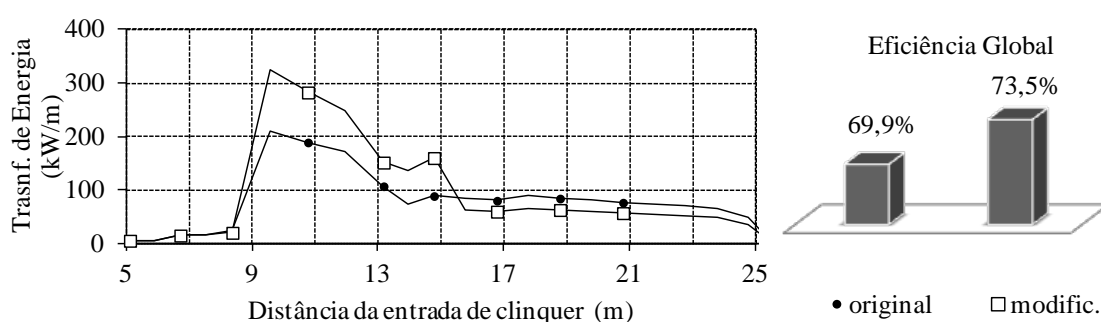


FIGURA 4.28 – Substituição dos Levantadores - Região 4

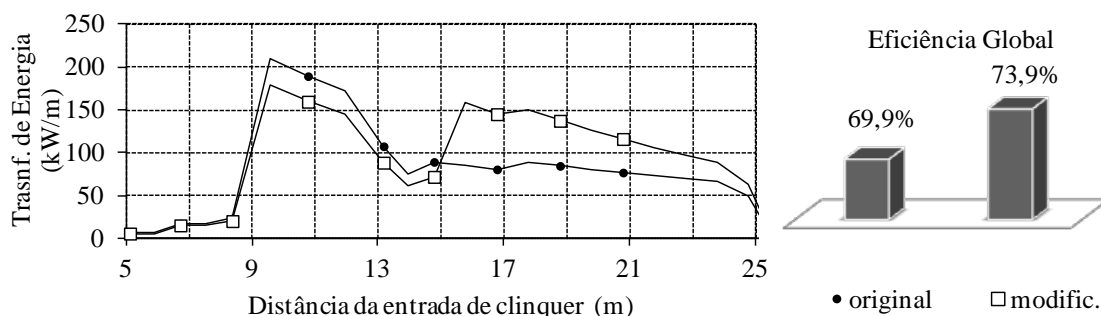


FIGURA 4.29 – Substituição dos Levantadores - Região 5 e 6

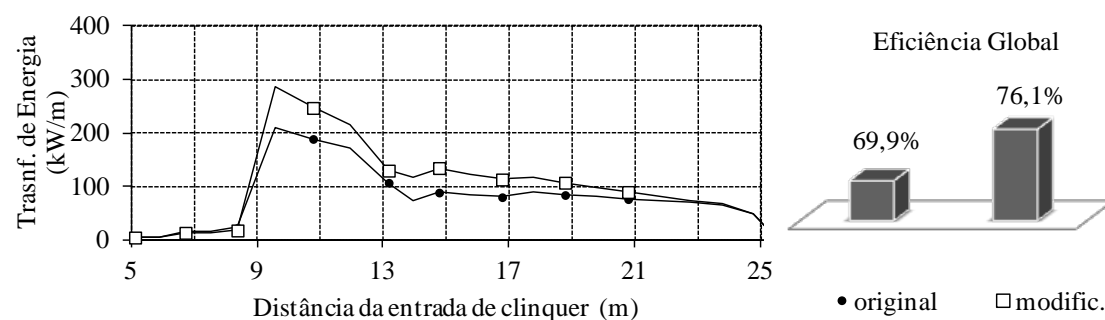


FIGURA 4.30 – Substituição dos Levantadores - Região 4, 5 e 6

5 CONCLUSÃO

Este trabalho apresenta um modelo de abordagem integral para a transferência de calor no equipamento. Esta abordagem simplificada tem a vantagem de analisar as diferentes condições do equipamento de forma rápida.

Foram apresentadas formas dois modelos para avaliação da cortina de material, considerando a transferência de calor na superfície entre a cortina e o ar e do material distribuído pela seção do resfriador.

A elaboração do modelo em DEM de movimentação interna das partículas nos levantadores permitiu confirmar o perfil de queda do material utilizado no modelo integral e a definição da metodologia de transferência de calor nesta região.

Foram avaliadas diversas formulações de cálculos encontrados na literatura de transferência de calor da superfície externa do resfriador com o ambiente e a formulação "Fabricante de Cimento" foi considerada adequada. Para a definição da área de transferência de calor no modelo integral, adotou-se a metodologia de envelopamento apresentada. A elaboração do modelo de radiação externa em CFD permitiu verificar esses resultados utilizados no modelo integral. Os resultados dos cálculos utilizando os modelos DO e S2S tiveram variação inferior a 8% comparado com os cálculos integrais apresentados.

O modelo integral incluiu também a avaliação da transferência de radiação interna considerando a presença de vapor e pó no ar, não encontrado em modelos similares utilizados para resfriadores rotativos ou planetários. Devido a alta temperatura, a zona quente, parte inicial do modelo, é fortemente influenciada por essa radiação.

As comparações apresentadas com artigos de literaturas e equipamento de fornecedores permitiram verificar que o comportamento dos perfis de temperatura ao longo do equipamento segue um padrão similar ao modelo de cálculo.

A grande vantagem do modelo integral é criar um modelo aplicável em controle de processo, que permite, com a mudança de variáveis, de forma mais rápida, avaliar o resultado,

buscando melhorias do processo produtivo. Além disso, este modelo torna viável comparar tecnologias existentes e diferentes equipamentos de fornecedores. É de se observar que vários fatores impactam no melhor dimensionamento de um resfriador satélite, como características físicas construtivas e de processo, mas o foco deste trabalho foi a avaliação da transferência de calor no equipamento.

O modelo apresentado mostrou a importância da pesquisa para definir melhores levantadores e materiais refratários. Benefícios na ordem de 2 % a 3 % do consumo de combustível do forno podem ser obtidos com modificações nesses elementos. Também é mostrado que não há grandes benefícios em modificar a velocidade de rotação e que as emissividades de material e da parede não tem maior impacto nos resultados do modelo.

5.1 Sugestões para Trabalhos Posteriores

A evolução em método numérico avança em conhecimento e capacidade computacional. Uma sugestão para novos trabalhos é o desenvolvimento do modelo utilizando técnicas acopladas de CFD e DEM, conforme as capacidades computacionais venham a permitir.

Um protótipo de um resfriador pode auxiliar a comprovar os resultados apresentados. Há necessidade de um maior suporte financeiro, já que as simulações exigirão alta temperatura e o protótipo não poderá ser tão pequeno para garantir uma confiabilidade no processo.

Os estudos mostraram que levantadores mais eficientes tem impacto positivo na eficiência global do modelo. Um estudo prático, com medições precisas, em conjunto com fabricantes de levantadores, pode trazer grandes economias de energia para o processo.

A pesquisa constante de materiais refratários, que unam menor condutividade térmica e maior resistência mecânica é uma busca incessante para a evolução deste equipamento.

O envolvimento de uma avaliação econômica para considerar diferentes custos de energia, implantação, manutenção, etc., pode trazer benefícios para uma comparação entre os tipos de resfriadores de clínquer atualmente utilizados.

O modelo integral apresentado pode ser registrado para garantir sua utilização comercial no futuro, se necessário.

Não se entende que a avaliação de transferência de calor em resfriadores planetários termina com este trabalho. Abrem-se frentes para novas avaliações, seja utilizando as metodologias apresentadas, validando com medições mais precisas, ou acrescentando novos critérios de cálculos ao modelo.

6 REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

- 1 ABOUZEID, A.Z.M.; FUERSTENAU, D.W. A Study of the Hold-Up in Rotary Drums with Discharge End Constrictions. *Powder Technology*, v. 25, p. 21-29, 1980.
- 2 ADAMS, W.H. *Heat Transmission*, Mc Graw Hill Book Company, 3. ed., New York, 1954. *apud* HOLMAN, J.P. *Heat Transfer*. Sixth Ed. Singapore: Mc Graw Hill Book Company, 1986. 678 p.
- 3 AFACAN, A.; MASLIYAH, J.H.; NASER-EL-DIN, H.A. Slurry hold-up in a horizontal rotary drum with open-end discharge. *Powder Technology*, v. 63, p. 179-186, 1990.
- 4 AJAYI, O.O.; SHEEHAN, M.E. Application of image analysis to determine design loading in flighted rotary dryers. *Powder Technology*, v. 223, p. 123-130, 2012.
- 5 AJAYI, O.O.; SHEEHAN, M.E. Design loading of free flowing and cohesive solids in flighted rotary dryers. *Chemical Engineering Science*, v. 73, p. 400-411, 2012.
- 6 ALSOP, P.A; CHEN, H.; TSENG, H. *The Cement Plant Operations Handbook – for Dry Process Plants*. Third Edition. Dorking, England: Tradeship Publications Ltd. 2001.
- 7 ANDERSON, W.; BONHUS, D.L. An Implicit Upwind Algorithm for Computing Turbulent Flows on Unstructured Grids. *Computers Fluids*, v. 23 (1), p. 1-21, 1994. *apud* ANSYS, INC., *Theory Guide, Ansys Fluent 12.0*, Canonsburg, Pennsylvania, U.S.A, 2009. Manual.
- 8 ANSYS, INC., *Theory Guide, Ansys Fluent 12.0*, Canonsburg, Pennsylvania, U.S.A, 2009a. Manual.
- 9 ANSYS, INC., *Theory Guide, CFX-Solver Theory Guide Release 12.1*, Canonsburg, Pennsylvania, U.S.A, 2009b. Manual.
- 10 ARRUDA, E.B. Comparação do Desempenho do Secador Roto-Fluidizado com o Secador Rotatório Convencional Secagem de Fertilizantes. *Universidade Federal de Uberlândia - Faculdade de Engenharia Química*, 2008.
- 11 BERNARDO, A.C.S.M. *Otimização estocástica multi-objetivos na produção de cimento portland com co-processamento de resíduos e adição de mineralizadores*. 2009. 205f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica, Conversão de Energia) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2009.
- 12 BERTRAND, F.; LECLAIRE, L.A.; LEVECQUE G. DEM-based models for the mixing of granular materials. *Chemical Engineering Science*, v. 60, p. 2517-2531, 2005.
- 13 BLUMBERG, W.; SCHLÜNDER, E.U. Transversale Schüttgutbewegung und konvektiver Stoffübergang in Drehrohren Teil 1 Ohne Hubschaufeln. *Chemical Engineering and Processing*, v. 35, p. 395-404, 1996.

- 14 BLUMBERG, W.; SCHLÜNDER, E.U. Transversale Schüttgutbewegung und konvektiver Stoffübergang in Drehrohren Teil 2 Mit Hubschaufeln. *Chemical Engineering and Processing*, v. 35, p. 405-411, 1996.
- 15 BOATENG, A.A. *Rotary Kilns: Transport Phenomena and Transport Process*. Elsevier Inc. Burlington, U.S.A., 2008.
- 16 BRACHTHAUSER, K.; LANGMAACK, J. Method of Increasing the Cooling Effect of a Rotary Kiln-Satellite Cooler and Device for Carrying out the Method. United State Patent, patent n. 3,824,069, 1974.
- 17 BRITTON, P.F.; SHEEHAN, M.E.; SCHNEIDER, P.A. A physical description of solids transport in flighted rotary dryers. *Powder Technology*, v. 165, p. 153-160, 2006.
- 18 BRUMMEL, H.G.; VORTMEYER, D. Thermal radiation of gas–solid dispersions at higher particle loadings. *Proceedings of the 2nd International Symposium on radiation transfer*. Begell House. Inc., New York, p. 511-527. 1998.
- 19 CARLSSON, B.; FERNEVIK, H. A Mathematical Model of Heat Exchange in the Integral Cooler Based on Temperature Measurements. *Zement-Kalk-Gips*, v. 9, p. 430-436, 1974.
- 20 CASTAÑO, F.; RUBIO, F.R.; ORTEGA, M.G. Modelado de Secaderos Rotatorios en Isocorriente. *ISSN*, v. 6, n. 4, p. 32-43, 2009.
- 21 CEBECI, T; BRADSHAW, P. Momentum Transfer in Boundary Layers. Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1977.
- 22 CHEN, W.Z.; WANG, H.C.; LIU, T.; ZUO, C.Y.; TIAN, H.Y.; GAO, T.T. Residence time and mass flow rate of particles in carbon rotary kilns, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, v. 48, p. 955-960, 2009.
- 23 CHENG, P.; Two-Dimensional Radiating Gas Flow by a Moment Method. *AIAA Journal*, v. 2, p. 1662-1664, 1964. *apud* ANSYS, INC., *Theory Guide, Ansys Fluent 12.0*, Canonsburg, Pennsylvania, U.S.A, 2009. Manual.
- 24 CHU, K.W.; WANG, B.; XU, D.L.; CHEN, Y.X.; YU, A.B. CFD-DEM simulation of the gas-solid flow in a cyclone separator. *Chemical Engineering Science*, v. 66, p. 834-847, 2011.
- 25 CHUI, E.H.; RAITHBY, G.D. Computation of Radiant Heat Transfer on a Non-Orthogonal Mesh Using the Finite-Volume Method. *Numerical Heat Transfer, Part B*, v. 23, p. 269-288, 1993. *apud* ANSYS, INC., *Theory Guide, Ansys Fluent 12.0*, Canonsburg, Pennsylvania, U.S.A, 2009. Manual.
- 26 CHURCHILL, S.W.; CHU, H.H.S. Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Horizontal Cylinder. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v. 18, p. 1049-1053, 1975.
- 27 CLEARY, P.W.; SINNOTT, M.D.; MORRISON, R.D. Separation performance of double deck banana screens – Part 2: Quantitative predictions. *Minerals Engineering*, v. 22, p. 1230-1244, 2009.

- 28 COLE, D.M.; MATHISEN, L.U.; HOPKINS, M.A.; KNAPP, B.R. Normal and sliding contact experiments on gneiss. *Granular Matter*, p. 69-86, 2010.
- 29 CRISTO, H.P. *Modelagem Simulação e Projeto de Secadores Rotativos Diretos*. 2004. 88f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) - Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2004.
- 30 CRONIN, K.; CATAK, M.; BOUR, JOHANNA; COLLINS, A.; SMEE, J. Stochastic modelling of particle motion along a rotary drum. *Powder Technology*, v. 213, p. 79-91, 2011.
- 31 CUNDALL, P.A.; STRACK, O.D.L. A discrete numerical model for granular assemblies, *Geotechnique*, v. 29, p. 47-65. 1979.
- 32 DEUSSNER, H. Cooling Pipe for use in Satellite Coolers of Rotary Kilns, United State Patent, Patent n. 3,869,247, 1975.
- 33 DEUSSNER, H.; FLEISCHER, J. Rotary Tubular Furnace. United State Patent, Patent n. 3,942,942, 1976.
- 34 DI FELICE, R. The voidage function for fluid-particle interaction systems. *Int. J. Multiphase Flow*, v. 20, p. 153-159. 1994.
- 35 DI RENZO, A.; DI MAIO, F. P. Comparison of contact-force models for the simulation of collisions in DEM-based granular flow codes. *Chemical Engineering Science*, v. 59, p. 525-541. 2004.
- 36 DONG, K.J.; YU, A.B.; BRAKE, I. DEM simulation of particle flow on a multi-deck banana screen. *Minerals Engineering*, v. 22, p. 910-920, 2009.
- 37 DRIVER, J. Experimental Study of the Effect of Lifter Design on Mass Transfer in Rotary Drum Driers. Tese. Department of Chemical Engineering, University of Queensland, Australia, 1999.
- 38 DUCHESNE, C.; THIBAUT, J.; BAZIN, C. Modeling of the Solids Transportation within an Industrial Rotary Dryer: A Simple Model. *Ind. Eng. Chem. Res.*, v. 35, p. 2334-2341, 1996.
- 39 DUDA, W.H. Cement Data Book: International Process Engineering in the Cement Industry, cap. 21, p. 437-470, 1977.
- 40 F.L.Smidth, Cooling of Clinker. International Cement Production Seminar. Lecture 5.3, [1980?]
- 41 FERNANDES, N.J. *Estudo da Fluidodinâmica e da secagem de um secador rotatório da indústria de fertilizantes*. 2008. 109f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) – Faculdade de Engenharia Química, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2008.
- 42 FERRON, J. R., SINGH, D.K. Rotary kiln transport processes. *AIChE J.*, v. 37, n. 5, p. 747-758, 1991. *apud* BOATENG, A.A. *Rotary Kilns: Transport Phenomena and Transport Process*. Elsevier Inc. Burlington, U.S.A., 2008.

- 43 FERZIGER, J.H.; PERIC, M. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. 3^{rev} ed. Springer, Berlin, 2002.
- 44 FRANÇA, J.L.; VASCONCELLOS, A.C.; MAGALHÃES M.H.A.; BORGES, S.M. *Manual para Normalização de Publicações Técnico-científicas*. 6. Ed. Belo Horizonte: Ed. UFMG. 2003.
- 45 FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 5^a Ed. Rio de Janeiro: Editora LTC. 2001. Título Original: *Introduction to Fluid Dynamics*.
- 46 FRIEDMAN, S.J.; MARSHALL, W.R., *Studies in Rotary Drying*, *Chemical Engineering Progress*, v. 45, p. 482-573, 1949. *apud* LISBOA, M.H.; VITORINO, D.S.; DELAIBA, W.B.; FINZER, J.R.D; BARROZO, A.S. A study of particle motion in rotary dryer. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, v. 24, n. 3, p. 365-374, 2007.
- 47 GENG, F.; YUAN, Z.; YAN, Y.; LUO, D.; WANG, H.; LI, B.; XU, D. Numerical simulation on mixing kinetics of slender particles in a rotary dryer. *Powder Technology*, v. 193, p. 50-58. 2009.
- 48 GENG, Y.; CHE, D. An extended DEM-CFD model for char combustion in a bubbling fluidized bed combustor of inert sand. *Chemical Engineering Science*, v. 66, p. 207-219, 2011.
- 49 GIDASPOW, D. *Multiphase Flow and Fluidization*. *Academic Press*, Boston, 1994.
- 50 GRAJALES, L.M.; XAVIER, N.M.; HENRIQUE, J.P.; THOMÉO, J.C. Mixing and motion of rice particles in a rotating drum. *Powder Technology*, v. 222, p. 167-175, 2012.
- 51 HAIDER, A.; LEVENSPIEL, O. Drag coefficient and terminal velocity of spherical and non-spherical particles. *Powder Technology*, v. 58, p. 63-70, 1989.
- 52 HALL, W.B.; PRICE P.H. Mixed forced and free convection from a vertical heated plate to air. *Proceedings of 4th International Heat Transfer Conference*, vol 4. Paris, Versailles, paper NC 3.3, 1970 *apud* VDI. *Heat Atlas*. Verein Deutscher Ingenieure. Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) Editor. Second Edition. Dusseldorf, Germany: Springer, 2010. 1609 p.
- 53 HEYDENRYCH, M.D. *Modelling of Rotary Kilns*. 2001. 123f. Thesis (Doctor) - University of Twente, Enschede, The Netherlands, 2001.
- 54 HEYDENRYCH, M.D.; GREEFF, P.; HEESINK, A.B.M.; VERSTEEG, G.F. Mass transfer in rolling rotary kilns: a novel approach. *Chemical Engineering Science*, [s.l.], v. 57, p. 3851-3859, 2002.
- 55 HILPERT, R. Wärmeabgabe von geheizten Drahten und Rohren, *Forsch. Geb. Ingenieurwes*, v. 4, p. 220, 1933. *apud* HOLMAN, J.P. *Heat Transfer*. Sixth Ed. Singapore: Mc Graw Hill Book Company, 1986. 678 p.
- 56 HIROSUE, H. Influence of particles falling from flights on volumetric heat transfer coefficient in rotary dryers and coolers. *Powder Technology*, v. 59, p. 125-128, 1989.

- 57 HOLDERBANK. Process Technology. Kiln Systems. Cement Course, 1992. Holderbank, Switzerland. Apostila de Aula.
- 58 HOLMAN, J.P. *Heat Transfer*. Sixth Ed. Singapore: Mc Graw Hill Book Company, 1986. 678 p.
- 59 HOLMES, D.G.; CONNELL, S. D.; Solution of the 2D Navier-Stokes Equations on Unstructured Adaptive Grids. *AIAA 9th Computational Fluid Dynamics Conference*, Junho, 1989. *apud* ANSYS, INC., *Theory Guide, Ansys Fluent 12.0*, Canonsburg, Pennsylvania, U.S.A, 2009. Manual.
- 60 HOTTEL, H.C. Radiant Heat Transmission, c.4 in. McADAMS, W.H. Heat Transmission, Mc Graw Hill Book Company, 3. ed., New York, 1954. *apud* HOLMAN, J.P. *Heat Transfer*. Sixth Ed. Singapore: Mc Graw Hill Book Company, 1986. 678 p.
- 61 HUANG, Q.; ZHANG, H.; ZHU, J. Experimental study on fluidization of fine powders in rotating drums with various wall friction and baffled rotating drums. *Chemical Engineering Science*, v. 64, p. 2234-2244. 2009.
- 62 INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. 5ª. Ed. Rio de Janeiro: Editora LTC. 2003. Título Original: Fundamentals of Heat and Mass Transfer.
- 63 JAYATILLEKE. C. The Influence of Prandtl Number and Surface Roughness on the Resistance of the Laminar Sublayer to Momentum and Heat Transfer. *Prog. Heat Mass Transfer*, v. 1, p. 193-321, 1969.
- 64 JOHNSON, K.L. *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, Cambridge. 1985. *apud* STAR-CCM+ User Guide v. 7.04, 2012. Manual.
- 65 KADEL, H.P. Two and a half years' experience with the 3000 t/day Dopol kiln with planetary cooler at the Schelklingen plant. *Zement-Kalk-Gips*, v. 7, p. 273-277, 1975.
- 66 KAMKE, F.A. *Engineering Analysis of a Rotary Dryer: Drying of Wood Particles*. 1987. Thesis (Doctor of Philosophy) - Department of Forest Products, Oregon State University, 1983.
- 67 KELLY, J.J.; O'DONNELL J.P. Residence Time Model for Rotary Drums. *Trans IChemE*, v. 55, p. 243-252, 1977.
- 68 KEMP, I.C. Comparison of particle motion correlations for cascading rotary dryers. *Drying 2004 – Proceedings of the 14th International Drying Symposium (IDS 2004)*. São Paulo, Brasil, v. B, p. 790-797, 2004.
- 69 KLOCKNER-HUMBOLDT-DEUTZ AKTIENGESELLSCHAFT. Herbert Dessner. *Satellite cooler for a rotary kiln*. 3,829,282, 1974. *United States Patent*.
- 70 KLOSS, C.; GONIVA, C.; AICHINGER, G.; PIRKER, S. Comprehensive DEM-DPM-CFD Simulations - Model Synthesis, Experimental Validation and Scalability. *Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries*. CSIRO, Melbourne, Australia. 2009.

- 71 KNUDSEN, J.D.; KATZ, D.L. Fluid Dynamics and Heat Transfer, Mc Graw Hill Company, New York, 1958. *apud* HOLMAN, J.P. *Heat Transfer*. Sixth Ed. Singapore: Mc Graw Hill Book Company, 1986. 678 p.
- 72 KRAMERS, H.; CROOCKEWIT, P. The passage of granular solids through inclined rotary kilns. *Chem. Eng. Sci*, v. 1, p. 259-265, 1952.
- 73 KREFT, W.; GUNNEWIG, L. Possibilities for energy saving in the clinker burning process by optimization of rotary coolers and planetary coolers. *Zement-Kalk-Gips*, v. 11/1988, p. 564-567, 1998.
- 74 KWAPINSKA, M.; SAAGE, G.; TSOTSAS, E. Mixing of particles in rotary drums: A comparison of discrete element simulations with experimental results and penetration models for thermal processes. *Powder Technology*, v. 161 p. 69-78, 2006.
- 75 LANGRISH, T.A.G. The assessment of a model for particle transport in the absence of airflow through cascading rotary dryers. *Powder Technology*, v. 74, p. 61-65, 1993.
- 76 LAUNDER, B.E.; SPALDING, D.B. Lectures in Mathematical Models of Turbulence. Academic Press, London, England, 1972.
- 77 LAUNDER, B.E.; SPALDING, D.B. The Numerical Computation of Turbulent Flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, v. 3, p. 269-289, 1974.
- 78 LECKNER, B. Spectral and total emissivity of water vapor and carbon dioxide. *Combustion and flame*, v. 19, p. 33-48, 1972.
- 79 LEE, A.; SHEEHAN, M.E. Development of a geometric flight unloading model for flighted rotary dryers. *Powder technology*, v. 198, p. 395-403, 2010.
- 80 LEE, M.S.; CHUN, C.; YOO, J.; PARK, H.K. Analysis of the performance of a rotary cooler. *J. Ind. Eng. Chem.* v. 9, n. 4, p. 354-359, 2003.
- 81 LI, J.; KUIPERS, J.A.M. Effect of competition between particle-particle and gas-particle interactions on flow patterns in dense gas-fluidized beds. *Chemical Engineering Science* v. 62, p. 3429-3442, 2007.
- 82 LI, X.; WANG, T.; TONTI, R.T.; EDWARDS, L. Analysis of Energy Savings by Painting a Rotary Kiln Surface. *Proceedings of 29th Industrial Energy Technology Conference IETC07*, New Orleans, Louisiana. 2007.
- 83 LISBOA, M.H.; VITORINO, D.S.; DELAIBA, W.B.; FINZER, J.R.D; BARROZO, A.S. A study of particle motion in rotary dryer. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, v. 24, n. 3, p. 365-374, 2007.
- 84 LIU, X.Y.; SPECHT, E. Mean residence time and hold-up of solids in rotary kilns. *Chemical Engineering Science*. v. 61, p. 5176-5181. 2006.
- 85 LIU, X.Y.; ZHANG, J.; SPECHT, E.; SHI, Y.C.; HERZ, F. Analytical solution for the axial solid transport in rotary kilns. *Chemical Engineering Science*, v. 64, p. 428-431. 2009.

- 86 LUDERA, L.M.; POLAND, G. Design of Planetary Coolers. *Zement-Kalk-Gips*, v. 9, p. 469-475, 1980.
- 87 LUO, H.P.; AL-DAHMAN, M.H. Verification and validation of CFD simulations for local flow dynamics in a draft tube airlift bioreactor. *Chemical Engineering Science*, v. 66, n. 5, p. 907-923, 2011.
- 88 MALALASEKERA, W.; VERSTEEG, H.K. An Introduction to Computational Fluid Dynamic – The Finite Volume Method. Second edition. Pearson Education Limited. England. 2007.
- 89 MALISKA, C.R. Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional. 2ª. Edição. LTC. Rio de Janeiro. 2004.
- 90 MATCHETT, A.J.; BAKER, C.G.J. Particle residence times in cascading rotary dryers. *J. Separ. Process technol.*, v. 9, p. 5, 1988. *apud* LANGRISH, T.A.G. The assessment of a model for particle transport in the absence of airflow through cascading rotary dryers. *Powder Technology*, v. 74, p. 61-65, 1993.
- 91 MATCHETT, A.J.; SHEIKH, M.S. An Improved Model of Particle Motion in Cascading Rotary Dryers. *Chem. Eng. Res. Design*, v. 8, p. 139-148, 1990.
- 92 MILLER, S.A.; LUEPKE, T.H. Toothed Grate for Rotary Kiln Peripheral Discharge Openings. United State Patent, Patente n. 6,474,985 B1, 2002.
- 93 MODEST, M.F. Radiative Heat Transfer. 2nd Ed. New York: Academic Press, 2003. 822 p.
- 94 MORGAN, V.T. The Overall Convective Heat Transfer from Smooth Circular Cylinders. *Advances in Heat Transfer*. v. 11, p. 199-264, 1975. *apud* VDI. *Heat Atlas*. Verein Deutscher Ingenieure. Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) Editor. Second Edition. Dusseldorf, Germany: Springer, 2010. 1609 p.
- 95 MOTLAGH, A.H.A.; HASHEMABADI, S.H. CFD based evaluation of heat transfer coefficient from cylindrical particles. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, v. 35 p. 674-680, 2008.
- 96 MUNK, R. Planetary coolers for large rotary kilns. *Zement-Kalk-Gips*, v. 11, p. 447-454, 1975.
- 97 ÖHMAN, G.A. An experimental study of heat transfer between a sphere and ambient air by combined free and forced convection. *The Inst. of Chem Eng. Abo Akademi*, Abo, Finland. sec. B, v. 31, n. 4, 1971. *apud* CARLSSON, B.; FERNVIK, H. A Mathematical Model of Heat Exchange in the Integral Cooler Based on Temperature Measurements. *Zement-Kalk-Gips*, v. 9, p. 430-436, 1974.
- 98 PAN, Z.; WANG, H.; LU, Y. A Numerical Investigation for Solid-Liquid Flow inside a Tube with a Rotating Insert. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, n. 165-C-09, 2010. In press.

- 99 PAULA, L.G. *Análise termoeconômica do processo de produção de cimento Portland com co-processamento de misturas de resíduos*. 158f. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica, Conversão de Energia) - Instituto em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2009.
- 100 PERRY, R.H.; GREEN, D.W.; MALONEY, J.O. *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 7 th ed., New York: The Mc Graw Hill Companies, 1999 CD-ROM.
- 101 PICHUGIN, A.V. Approximation of the Rayleigh wave speed. 2008. Submitted to Elsevier Science.
- 102 PUYVELDE, D.R. Modelling the hold-up of lifters in rotary dryers. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 87, p. 226-232, 2009.
- 103 RAITHBY, G.D.; CHUI, E.H. A Finite-Volume Method for Predicting a Radiant Heat Transfer in Enclosures with Participating Media. *J. Heat Transfer*, v. 12, p. 415-423, 1990. *apud* ANSYS, INC., *Theory Guide, Ansys Fluent 12.0*, Canonsburg, Pennsylvania, U.S.A, 2009. Manual.
- 104 RANADE, V.V. *Modeling of Clinker Coolers: Applications to Reduction in Energy Consumption*. Indian Institute of Technology Madras. IFMG. Indian. 2005. 36p. Relatório.
- 105 RANZ, W; MARSHALL, W. *Chem Eng. Proc.*, v. 48, n. 141, 1952. *apud* INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. 5ª. Ed. Rio de Janeiro: Editora LTC. 2003. Título Original: *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*.
- 106 RAUCH, R.D.; BATIRA, J.T.; YANG, N.T.Y.; Spatial Adaption Procedures on Unstructured Meshes for Accurate Unsteady Aerodynamic Flow Computations. *Technical Report AIAA*, v. 91, p. 1106, 1991. *apud* ANSYS, INC., *Theory Guide, Ansys Fluent 12.0*, Canonsburg, Pennsylvania, U.S.A, 2009. Manual.
- 107 REVOL, D.; BRIENS, C.L.; CHABAGNO, J.M. The design of flights in rotary dryers. *Powder Technology*, v. 121, p. 230-238, 2001.
- 108 SAEMAN, W.C. Passage of solids through rotary kilns: factors affecting time of passage. *Chemical Engineering Progress*, v. 47, 1951. p. 508-514. *apud* LIU, X.Y.; SPECHT, E. Mean residence time and hold-up of solids in rotary kilns. *Chemical Engineering Science*. v. 61, p. 5176-5181. 2006.
- 109 SAEMAN, W.C.; MITCHELL, T.R., Analysis of Rotary Dryer a Cooler Performance. *Chemical Engineering Progress*, v. 50, p. 467-475, 1954. *apud* LISBOA, M.H.; VITORINO, D.S.; DELAIBA, W.B.; FINZER, J.R.D; BARROZO, A.S. A study of particle motion in rotary dryer. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, v. 24, n. 3, p. 365-374, 2007.
- 110 SATTELITE Coolers. Contagem: Maggauteux, 2002. 103 p. Relatório.
- 111 SCHOFIELD. F.R.; GLIKIN P.G., Rotary Coolers for Granular Fertilizer. *Chemical and Process Eng. Resources*, v. 40, n. 183, 1962. *apud* LISBOA, M.H.; VITORINO, D.S.; DELAIBA, W.B.; FINZER, J.R.D; BARROZO, A.S. A study of particle motion

- in rotary dryer. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, v. 24, n. 3, p. 365-374, 2007.
- 112 SHERRIT, R.G.; CAPLE, R.; BEHIE, L.A.; MEHROTRA, A.K. The Movement of Solids Through Flighted Rotating Drums. Part I: Model Formulation, *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, v. 71, p. 337-346, 1993.
- 113 SHERRITT, R.G. Three-Dimensional Particle Diffusion in a rotating drum reactor. *Department of Chemical and Petroleum Engineering*, 2001.
- 114 SHERRITT, R.G.; CHAOUKI, J.; MEHROTRA, A.K.; BEHIE, L.A. Axial dispersion in the three-dimensional mixing of particles in a rotating drum reactor. *Chemical Engineering Science*, v. 58, p. 401-415, 2003.
- 115 SHIH, T.H.; LIOU, W. W.; SHABBIR, A.; YANG, Z.; ZHU, J. A New k-e Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation. *Computers Fluids*, v. 24, n. 3, p. 227-238, 1995.
- 116 SI, X.; YANG, H.; WU, Y.; WANG, W.; ZHANG, H.; LU, J. Heat transfer in the rotary ash cooler with residual char combustion considered. *Fuel Processing Technology*, v. 94, p. 61-66, 2012.
- 117 SIEGEL, R.; HOWELL, J.R. Thermal Radiation Heat Transfer. Hemisphere Publishing Corporation, Washington DC, 1992. *apud* ANSYS, INC., *Theory Guide, Ansys Fluent 12.0*, Canonsburg, Pennsylvania, U.S.A, 2009. Manual.
- 118 SILVÉRIO, B.C. Estudo Fluidodinâmico e de Secagem de Fertilizantes em Secadores Rotatórios Concorrentes. *Universidade Federal de Uberlândia – Faculdade de Engenharia Química*, 2010.
- 119 SOUZA, V.C.G., *Influência das características mineralógicas, físicas e químicas dos clínques de cimento Portland sobre sua moabilidade*. 2007. 396f. Tese (Doutor em Engenharia, Metalurgia Extrativa e Tecnologia Mineral) - Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2007.
- 120 STAR-CCM+ User Guide v. 7.04, 2012. Manual.
- 121 STEINBACH, V. A Mathematical Model of a Rotary Cooler, *Zement-Kalk-Gips*, v. 9, p. 458-462, 1987.
- 122 STEINBIB, E. Present position and development of clinker coolers. *Zement-Kalk-Gips*, v. 11, p. 519-529, 1972.
- 123 SULLIVAN, J.D., MAIER, C.G., RALSON, O.C. Passage of solid particles through rotary cylindrical kilns. *U.S. Bureau of Mines Technical Paper*, n. 384, 1927. *apud* LIU, X.Y.; SPECHT, E. Mean residence time and hold-up of solids in rotary kilns. *Chemical Engineering Science*. v. 61, p. 5176-5181. 2006.
- 124 TIMOSHENKO, S.; GOODIER, J.N. *Theory of Elasticity*. 2nd Ed. New York: McGraw-Hill Book Company, 1951. 507p.

- 125 TOUIL, D.; BELABED, H.F.; FRANCES, C.; BELAADI, S. Heat Exchange Modeling of a Grate Clinker Cooler and Entropy Production Analysis. *Journal of Heat and Technology*, v. 23, n. 1, p. 61-68. 2005.
- 126 TSCHENG, S.H.; WATKINSON, A.P. Convective heat transfer in a rotary kiln. *Can. J. Chem. Eng.*, v. 57, n. 4, p. 433-443, 1979. *apud* BOATENG, A.A. *Rotary Kilns: Transport Phenomena and Transport Process*. Elsevier Inc. Burlington, U.S.A., 2008.
- 127 TSUJI, Y.; TANAKA, T.; ISHIDA, T. Lagrangian numerical simulation of plug flow of cohesionless particles in horizontal pipe. *Powder Technology*, v. 71, p. 239-250. 1992.
- 128 VAN WYLEN, G.J.; SONNTAG, R.E.; BORGNTAKE, C. Fundamentos da Termodinâmica Clássica. São Paulo: Ed. Edgard Blücher Ltda. 1995. Título Original: *Fundamental of Classic Thermodynamics*.
- 129 VDI. *Heat Atlas*. Verein Deutscher Ingenieure. Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) Editor. Second Edition. Dusseldorf, Germany: Springer, 2010. 1609 p.
- 130 VENKATARAMAN, K.S.; FUERSTENAU, D.W. Effect of lifter shape and configuration on material Transport Part I In rotating drums. *Powder Technology*, v. 46, p. 23-32, 1986.
- 131 VINH, P.C.; OGDEN, R.W. On formulas for the Rayleigh wave speed, *Wave Motion*, v. 39, p. 191-197. 2004.
- 132 VOGEL, R.; WINTER, W.B. The Assessment of Rotary Coolers from the Thermal Point of View. *Zement-Kalk-Gips*, v. 11, p. 569-574, 1980.
- 133 WALTON, O.R. Numerical simulation of inclined chute flows of monodisperse inelastic, frictional spheres. *Mechanics of Materials*, v. 16, p. 239-247. 1993a.
- 134 WALTON, O.R. Numerical simulation of inelastic, frictional particle-particle interactions, in *Particulate Two-Phase Flow*. M.C. Roco, Ed., Butterworth-Heinemann, Stoneham, MA, p. 884-911. 1993b. *apud* STAR-CCM+ User Guide v. 7.04, 2012. Manual.
- 135 WALTON, O.R.; BRAUN, R.. Viscosity, granular-temperature, and stress calculations for shearing assemblies of inelastic, frictional disks, *Journal of Rheology*, v. 30, n. 5, p. 949-980. 1986.
- 136 WARDJIMAN, C.; RHODES, M. Heat transfer in a particle curtain falling through a horizontally-flowing gas stream. *Powder Technology*, v. 191, p. 247-253, 2009.
- 137 WARDJIMAN, C.; LEE, A.; SHEEHAN, M.; RHODES, M. Behaviour of a curtain of particles falling through a horizontally-flowing gas stream. *Powder Technology*, v. 188, p. 110-118, 2008.
- 138 WARDJIMAN, C.; LEE, A.; SHEEHAN, M.; RHODES, M. Shape of a particle curtain falling in stagnant air. *Powder Technology*, v. 192, p. 384-388, 2009.

- 139 WILCOX, D.C. Turbulence modeling for CFD, DWC Industries, La Canada, second ed. 1998. *apud* ANSYS, INC., *Theory Guide, Ansys Fluent 12.0*, Canonsburg, Pennsylvania, U.S.A, 2009. Manual.
- 140 WIEBELT, J.A. Engineering Radiation Heat Transfer, Holt, Rinehart and Winston, New York, 1966. *apud* HOLMAN, J.P. Heat Transfer. Sixth Ed. Singapore: Mc Graw Hill Book Company, 1986. 678 p.
- 141 XELLER, H. Temperature measurements in the planetary cooler and determination of heat transfer conditions, *Zement-Kalk-Gips*, v. 12, p. 620-622, 1977.
- 142 XU, Y.; XU, C.; ZHOU, Z.; DU, J.; HU, D. 2D DEM simulation of particle mixing in rotating drum: A parametric study. *Particuology*, v. 8, p. 141-149, 2010.
- 143 YANG, R.Y.; YU, A.B.; MCELROY, L.; BAO, L. Numerical simulation of particle dynamics in different flow regimes in a rotating drum. *Powder Technology*, v. 188, p. 170-177. 2008.
- 144 ZHOU, Z.Y.; YU, A.B.; ZULLI, P. A new computational method for studying heat transfer in fluid bed reactors. *Powder Technology*, v. 197, p. 102-110. 2010.