

unesp  **UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA**
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

CARLOS ALBERTO GOMES FILHO

**ANÁLISE PRELIMINAR PARA A ESTIMATIVA DA PERDA DE CALOR SENSÍ-
VEL DE UM FLUIDO HOMOGÊNEO TÉRMICO EM UM RESERVATÓRIO DE
GEOMETRIA CILÍNDRICA.**

Guaratinguetá
2013

CARLOS ALBERTO GOMES FILHO

ANÁLISE PRELIMINAR PARA A ESTIMATIVA DA PERDA DE CALOR SENSÍVEL DE UM FLUIDO HOMOGÊNEO TÉRMICO EM UM RESERVATÓRIO DE GEOMETRIA CILÍNDRICA.

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Augusto Santos Torres

Guaratinguetá
2013

G633a	<p>Gomes Filho, Carlos Alberto Análise preliminar para a estimativa da perda de calor sensível de um fluido homogêneo térmico em um reservatório de geometria cilíndrica. / Carlos Alberto Gomes Filho– Guaratinguetá : [s.n], 2013. 65 f : il. Bibliografia: f. 63</p> <p>Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2013. Orientador: Prof. Dr. Marcelo Augusto Santos Torres</p>
1. Isolamento térmico 2. Calor I. Título	
CDU 699.86	

ANÁLISE PRELIMINAR PARA A ESTIMATIVA DA PERDA DE CALOR SENSÍVEL DE UM FLUIDO HOMOGÊNEO TÉRMICO EM UM RESERVATÓRIO DE GEOMETRIA CILÍNDRICA.

CARLOS ALBERTO GOMES FILHO

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE "GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

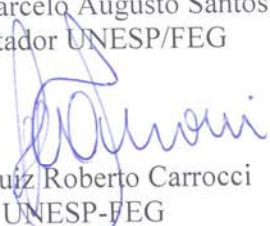
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. ANTONIO WAGNER FORTI
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. Marcelo Augusto Santos Torres
Orientador UNESP/FEG



Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci
UNESP-FEG



Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins
UNESP-FEG

DADOS CURRICULARES

CARLOS ALBERTO GOMES FILHO

NASCIMENTO	19/02/1986 – Cachoeira Paulista / SP
FILIAÇÃO	Carlos Alberto Gomes Marina Mendes Gomes
2007	Curso de Graduação Engenharia Mecânica - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por ter me presenteado com o fôlego de vida e com sua graça.

Também agradeço a Ele por ter me dado condições de aprender e me dado força para superar todos os obstáculos com o qual me deparei durante toda caminhada.

Ao meu orientador, *Prof. Dr. Marcelo Augusto Torres*, por sua dedicação, auxílio, incentivo e paciência.

Ao *Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci*, que não só tirou todas as minhas dúvidas, como também me inspirou através de suas aulas.

A minha esposa *Stefania*, que lutou ao meu lado a todo instante para que eu conseguisse concretizar este sonho.

A minha mãe *Marina*, que embora não tendo estudo algum, enxergou a importância do conhecimento e me ensinou a ser maior que as minhas dificuldades.

A meu irmão *Daniel*, que me incentivou não só com palavras, mas com seu exemplo.

GOMES FILHO, C. A. **Análise preliminar para a estimativa da perda de calor sensível de um fluido homogêneo térmico em um reservatório de geometria cilíndrica.** 2013. 65 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

RESUMO

Neste trabalho, é analisada a perda de calor sensível de um fluido com distribuição térmica considerada homogênea, em um reservatório com geometria cilíndrica composto de camadas isolantes. São estudados dois reservatórios térmicos com volume de 20 litros, sendo que o primeiro possui uma camada de 75 mm de espessura de espuma expansiva de poliuretano envolta ao recipiente de policarbonato e o segundo possui somente o próprio recipiente, cuja espessura é 5 mm, como isolamento do fluido com o meio externo. Os resultados experimentais são comparados com resultados teóricos obtidos através de um roteiro de cálculo, apresentado e detalhado durante o desenvolvimento do trabalho, a partir da teoria de balanço de energia. O erro máximo entre os resultados teóricos e experimentais apresentados foi 3,5 % e 1,4 % para os reservatórios com e sem revestimento de poliuretano, respectivamente.

PALAVRAS-CHAVE: Calor sensível. Reservatório térmico. Isolação térmica. Distribuição térmica. Balanço de energia.

GOMES FILHO, C. A. **Preliminary analysis for estimating the sensible heat loss from a homogeneous thermal fluid in a reservoir with cylindrical geometries.** 2013. 65 p. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2013.

ABSTRACT

This work analyzed the loss of sensible heat from one fluid to be considered homogeneous heat distribution on a thermal reservoir with cylindrical geometries composite insulating layers. We studied two thermal reservoirs with a volume of 20 liters, and the first has a layer thickness of 75 mm of expanding polyurethane foam wrapped in the polycarbonate container and the second container has only layer thickness of 5 mm of polycarbonate, as insulation of fluid of the external environment. The experimental results are compared with theoretical results obtained through a calculation script, displayed and detailed during the work development, from the theory of energy balance. The maximum error introduced between the theoretical and experimental results were 3.5% and 1.4% respectively for the Boilers with or without a polyurethane coating.

KEYWORDS: Sensible Heat. Thermal Reservoir. Thermal Insulation. Heat distribution. Energy balance.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Reservatório térmico produzido em escala industrial.....	13
Figura 2.1 - Reservatório térmico de geometria cilíndrica.....	17
Figura 2.2 - Analogia do sistema elétrico para o reservatório térmico.....	17
Figura 2.3 - Fluxograma dos parâmetros utilizados no cálculo da perda de calor	20
Figura 2.4 - Esquema e circuito térmico para a parede térmica composta com convecção em ambas as superfícies.	24
Figura 2.5 - Fluxograma de cálculo da temperatura interna após um incremento de tempo (Δt).	27
Figura 3.1- Reservatório térmico sem revestimento de 20 litros.....	28
Figura 3.2 - Reservatório térmico com isolante de 20 litros	28
Figura 3.3 - Cilindro de papelão	29
Figura 3.4 - Galão de 20 litros posicionado no centro do cilindro de papelão.....	29
Figura 3.5 - Espuma expansiva de poliuretano entre o papelão e o galão.....	30
Figura 3.6 - Reservatório térmico com isolamento térmico de espuma expansiva de poliuretano.	30
Figura 3.7 - Medição da temperatura interna do reservatório térmico na posição vertical	31
Figura 3.8 - Experimento do reservatório isolamento térmico.....	31
Figura 4.1 - Pontos de temperatura do reservatório.....	35
Figura 4.2 - Pontos de temperatura do reservatório.....	40
Figura 4.3 - Variação das resistências térmica do reservatório sem revestimento	47
Figura 4.4 - Variação das resistências térmica do reservatório com revestimento.....	47
Figura 4.5 - Taxa de transferência de calor do reservatório térmico sem revestimento.....	48
Figura 4.6 - Taxa de transferência de calor do reservatório térmico com revestimento	48
Figura 4.7 - Variação da temperatura interna com o tempo em um reservatório sem revestimento	50
Figura 4.8 - Variação da temperatura interna com o tempo em um reservatório com revestimento	50
Figura 4.9 - Temperaturas teórica, experimental, temperatura externa do reservatório térmico de 20 litros sem revestimento	51
Figura 4.10 - Temperaturas teórica e experimental, temperatura externa do reservatório térmico de 20 litros com revestimento	51
Figura 4.11 - Erro entre as temperaturas experimental e teórica de um reservatório térmico de 20 litros sem revestimento	52
Figura 4.12 - Erro entre as temperaturas experimental e teórica de um reservatório térmico de 20 litros com revestimento.....	53
Figura 4.13 - Temperaturas teórica, experimental do reservatório térmico de 20 litros sem revestimento com diversos incrementos de tempo	56

Figura 4.14 - Temperaturas teórica, experimental do reservatório térmico de 20 litros com revestimento com diversos incrementos de tempo 56

LISTA DE TABELAS

Tabelas 3.1 - Características geométricas e condutividade térmica de cada camada.....	29
Tabela 4.1 - Resistência térmica do reservatório sem revestimento.....	39
Tabela 4.2 - Resultado das temperaturas do fluido, das superfícies interna e externa e da taxa de transferência de calor.....	41
Tabela 4.3- Resultados das resistências radial, axial e de isolamento de cada camada isolante	43
Tabela 4.4 - Resultado das resistências externa, interna e total	43
Tabela 4.5 - Resultados das temperaturas do fluido e em diferentes pontos do reservatório e da taxa de transferência de calor	44

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos

A_{ext}	Área da superfície externa	[m ²]
c_p	Calor específico	[J/kg.K]
C	Capacidade térmica	[J/K]
D_{ext}	Diâmetro externo	[m]
e	Espessura	[K/W]
g	Aceleração da gravidade.....	[m/s ²]
h_c	Coefficiente de convecção	[W/m ² .s]
h_r	Coefficiente de convecção	[W/m ² .s]
k	Condutividade térmica.....	[W/m.K]
k_{ar}	Condutividade térmica do ar.....	[W/m.K]
L_{ext}	Comprimento externo	[m]
m	Massa	[kg]
N_{UD}	Número de Nusselt	[-]
Pr	Número de Prandtl.....	[-]
q	Taxa de Transferência de calor	[W]
Q	Calor Transferido.....	[J]
R_a	Resistência axial	[K/W]
r_{ext}	Raio externo.....	[m]
r_{int}	Raio interno	[m]
R_{aD}	Número de Rayleigh.....	[-]
R_{ext}	Resistência externa	[K/W]
R_{int}	Resistência interna	[K/W]
R_{isol}	Resistência isolante.....	[K/W]
R_r	Resistência radial	[K/W]
R_{total}	Resistência térmica total	[K/W]
$T_{sup,ext}$	Temperatura de superfície externa	[K]
T_{ext}	Temperatura externa	[K]
T_{mod}	Temperatura interna média adimensional	
$T_{int, inicial}$	Temperatura interna inicial.....	[K]

$T_{i, \text{inicial}}$	Temperatura inicial no ponto i do reservatório.	[K]
$T_{\text{int}, t}$	Temperatura interna no instante t	[K]
z_{int}	Distancia interna entre o centro e o topo do cilindro	[m]

Letras Gregas

β	Coeficiente de expansão volumétrica	[K ⁻¹]
ε	Emissividade	[-]
ΔT	Varição da temperatura interna.....	[K]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/m ² .K ²]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s ²]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
2	FUNDAMENTOS TEÓRICOS	16
2.1	Distribuições térmica do fluido	16
2.2	Resistência térmica de um reservatório com geometria cilíndrica	17
2.2.1	Resistência térmica isolante.....	17
2.2.1.1	Condução Bidimensional em parede composta.....	18
2.2.2	Resistência térmica externa	19
2.2.2.1	Convecção térmica	20
2.2.2.1.1	Número de Prandtl.....	20
2.2.2.1.2	Viscosidade cinemática	21
2.2.2.1.3	Coefficiente de expansão térmica	21
2.2.2.1.4	Número de Rayleigh.....	21
2.2.2.1.5	Número adimensional de Nusselt	22
2.2.2.1.6	Coefficiente de convecção	23
2.2.2.2	Radiação térmica	24
2.2.2.2.1	Coefficiente de radiação	24
2.2.2.3	Resistência externa	24
2.2.3	Resistência térmica interna	25
2.2.4	Resistência térmica total	26
2.3	Taxa de transferência de calor inicial	26
2.4	Temperaturas iniciais em diferentes pontos do reservatório cilíndrico	27
2.5	Capacidade calorífica	27
2.6	Balanco de energia para sistemas fechados	28
3	DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL	31
3.1	Reservatórios térmicos utilizados nos experimentos.....	31
3.2	Primeiro experimento: reservatório sem revestimento	33
3.3	Segundo experimento: reservatório com revestimento	34
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	36

4.1	Cálculos e resultados do reservatório térmico sem revestimento com fluido homogêneo	36
4.1.1	Resistência térmica do reservatório inicial	36
4.1.1.1	Resistência térmica isolante	36
4.1.1.2	Resistência térmica externa inicial	37
4.1.1.2.1	Cálculo do coeficiente de expansão volumétrica externa(Ar).....	38
4.1.1.2.2	Cálculo do número adimensional de Rayleigh	38
4.1.1.2.3	Cálculo do número adimensional de Nusselt	38
4.1.1.2.4	Cálculo do coeficiente de convecção	38
4.1.1.2.5	Cálculo do coeficiente de radiação	39
4.1.1.2.6	Cálculo da área externa	39
4.1.1.2.7	Cálculo da resistência externa	39
4.1.1.3	Resistência térmica interna inicial	40
4.1.1.4	Resistência térmica total inicial	40
4.1.2	Taxa de transferência de calor inicial	41
4.1.3	Temperaturas iniciais em diferentes pontos do reservatório cilíndrico	41
4.1.4	Capacidade calorífica	42
4.1.5	Cálculos dos parâmetros térmicos em função do tempo	42
4.1.5.1	Resistência térmica externa em função do tempo	42
4.1.5.2	Resistência térmica interna em função do tempo	42
4.1.5.3	Resistência térmica total em função do tempo	43
4.1.5.4	Temperatura interna do fluido em função do tempo	44
4.1.5.5	Taxa de transferência em função do tempo	44
4.1.5.6	Temperatura nas superfícies interna e externa do reservatório	45
4.2	Cálculos e resultados do reservatório térmico homogêneo com revestimento.....	45
4.2.1	Resistência térmica do reservatório revestido	46
4.2.2	Cálculo de capacidade calorífica	46
4.2.3	Taxa de transferência de calor	46
4.2.4	Temperaturas iniciais em diferentes pontos do reservatório cilíndrico	46
4.3	Discussão dos resultados do reservatório com e sem revestimento	50
4.3.1	Resistência Térmica.....	50
4.3.2	Taxa de transferência de calor	51
4.3.3	Variação da temperatura interna do fluido	53
4.3.4	Comparação entre os resultados teóricos e experimentais	54

4.3.5	Possíveis fontes de erros entre o cálculo e o experimento	57
4.3.6	Dispersão do erro entre dados experimentais e teóricos.....	59
4.3.7	Análise da escolha do incremento de tempo.	60
4.3.8	Influência do volume do tanque..	60
5.	CONCLUSÃO.....	62
	REFERÊNCIAS	63
	ANEXO A.....	64
	ANEXO B.....	65

1 INTRODUÇÃO

O reservatório térmico de água ou *boiler* tem a função de manter o fluido aquecido, diminuindo a perda de calor sensível para o meio externo. São utilizados com o coletor solar na obtenção de água aquecida. A transferência de energia térmica entre a água e o meio externo em um reservatório térmico ocorre por condução, convecção e radiação. O fluxo de calor em um reservatório térmico é impedido pelas camadas formadas por materiais isolantes, ou seja, materiais de baixa condutividade térmica (OLIVESKI, 2000).

Os reservatórios térmicos produzidos em escala industrial são basicamente compostos por isolante térmico, superfície interna e externa, resistência elétrica e outros acessórios (Figura 1.1).



Figura 1.1 - Reservatório térmico produzido em escala industrial (MUNDIAL, 2013).

A eficiência de um reservatório térmico depende principalmente do material isolante que o compõe, de sua geometria e das condições externas (OLIVESKI, 2000).

Calcular a perda de calor sensível ao longo do tempo em um determinado reservatório, considerando-se todas estas variáveis envolvidas, não é um processo trivial e, geralmente, a bibliografia sobre o assunto não possui um nível de detalhamento suficiente para que os procedimentos de cálculo possam ser entendidos facilmente (SAVICKI, 2007).

O objetivo deste trabalho é construir um reservatório térmico com materiais alternativos, coletar os dados da queda de temperatura com o tempo e comparar com os dados teóricos obtidos através de um roteiro de cálculo proposto. Além disso, a influência de cada material que irá compor o isolamento térmico do reservatório será discutida.

2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

A análise do desempenho de um reservatório térmico depende do entendimento de diversos fenômenos físicos, tais como distribuição térmica do fluido, convecção, radiação e condução. Também é necessário o conhecimento de itens como resistência interna do fluido, resistência isolante, resistência combinada externa, taxa de transferência de calor, distribuição de temperatura em diferentes pontos do reservatório e a variação da temperatura do fluido em um reservatório térmico. Estes fenômenos e itens serão apresentados neste capítulo.

2.1 Distribuição Térmica do Fluido

A distribuição de temperatura do fluido interno a um reservatório pode ser caracterizada como homogênea ou estratificada. No primeiro caso, o gradiente de temperatura em todo o fluido é nulo, ou seja, a temperatura é uniforme em todo o fluido. No fluido estratificado ocorre um zoneamento de temperatura: porções mais quentes do líquido ficam mais leves e, conseqüentemente, se posicionam na parte superior do reservatório.

Quando os reservatórios cedem calor sensível para o meio ambiente, ou quando há ingresso de calor pela circulação de água, esta se estratifica em diferentes camadas de temperaturas. A distribuição da temperatura no reservatório desempenha papel fundamental da circulação natural que ocorre em todo o sistema. Entende-se por estratificação térmica, neste contexto, a distribuição de temperatura onde o gradiente térmico existe quase somente na vertical (OLIVESKI, 2000).

A estratificação de temperatura da água em um reservatório fechado, sem entrada ou saída de água, pode ser influenciada por: convecção natural ocasionada por perdas de calor sensível para o meio ambiente, convecção natural ocasionada pela transferência de calor entre as camadas mais quentes para as camadas mais frias via elevada condutividade das paredes e difusão térmica entre as camadas do fluido em diferentes temperaturas (OLIVESKI, 2000).

No entanto, a agitação da água por movimentação externa do reservatório pode provocar mistura entre suas camadas estratificadas e, conseqüentemente, tende à homogeneização da temperatura da água no reservatório (HOLLANDS, 1989).

Neste trabalho o fluido será considerado com distribuição de temperatura homogênea.

2.2 Resistência térmica de um reservatório com geometria cilíndrica

Os problemas de transferência de calor podem, às vezes, ser resolvidos sem envolver nenhuma equação diferencial, através da introdução do conceito de resistência térmica de forma análoga aos problemas do circuito elétrico. Neste caso, a diferença de temperatura, resistência térmica e taxa de transferência de calor correspondem a diferença de tensão, resistência elétrica e corrente elétrica respectivamente. Este conceito também pode ser aplicado para resolver problemas de transferência de calor que envolvam camadas paralelas ou arranjos em série e em paralelo (YUNUS, 2009).

A resistência térmica total de um reservatório é definida pela combinação em série das resistências térmicas, a convecção interna (resistência interna), a condução (resistência isolante) e a combinação de convecção e radiação externa (resistência externa).

2.2.1 Resistência térmica isolante

Quando as moléculas vizinhas se chocam, ocorre uma transferência de energia entre as partículas mais energéticas para as menos energéticas. A condução pode ocorrer em sólidos, líquidos e gases. Em líquidos e gases, a condução se deve às colisões e difusões de moléculas em movimentos aleatórios. Em sólidos é devida à combinação das vibrações das moléculas em uma rede e a energia transportada por elétrons livres (YUNUS, 2009).

De modo análogo à resistência elétrica de um material condutor, a resistência térmica é diretamente proporcional à distância entre os pontos de transferência de calor. No caso do reservatório térmico, a espessura da camada isolante é inversamente proporcional a área perpendicular ao fluxo de calor (TIPLER, 1999).

A eficácia do isolamento térmico também depende da condutividade térmica (k), ou seja, da capacidade térmica de um material de conduzir calor. Materiais de alta condutividade são utilizados como dissipadores de calor, enquanto materiais de baixa condutividade são utilizados como isolantes térmicos.

São utilizados três tipos de material como isolante térmico (KREITH, 2001) : Fibrosos, Celulares e Granulares.

Fibrosos: Os materiais fibrosos consistem de partículas de filamentos de baixa densidade e pequeno diâmetro, que podem ser colocados em lacunas com “enchimento solto” ou

moldadas em painéis, acolchoados ou cobertores. Os materiais fibrosos apresentam porosidade muito alta (~90%). Exemplos de materiais fibrosos são a lã mineral, fibra de vidro e fibras refratárias, como alumina e sílica.

Celulares: São materiais com estrutura celular fechada ou aberta que normalmente se apresentam na forma de painéis estendidos flexíveis ou rígidos. Eles podem ser espumados ou pulverizados no local para atingir as formas geométricas desejadas. Exemplo: O poliestireno e a espuma de poliuretano expandido.

Granulares: O isolamento granular consiste de pequenos flocos ou partículas de materiais inorgânicos unidos em formatos preestabelecidos, ou utilizados na forma de pó. Exemplos: O pó de perlite e a vermiculite.

2.2.1.1 Condução bidimensional em parede composta

Conforme mostra a Figura 2.1, a taxa de transferência de calor do fluido para o meio externo ocorre nas direções axial e radial, ou seja, os fluxos de calor para o meio externo ocorrem em direções diferentes do reservatório térmico.

Como mostra a Figura 2.2 de modo análogo ao sistema elétrico, a resistência de isolamento térmico do reservatório é determinada pela combinação das resistências axial (R_a) e radial (R_r) em paralelo (INCROPERA, 1998).

$$R_{isol} = \frac{R_r \cdot R_a}{R_r + R_a} \quad (2.1)$$

Na direção axial, o reservatório térmico cilíndrico possui geometria de parede plana como mostra Figura 2.2. A resistência térmica ao fluxo de calor na direção axial (perpendicular ao topo e a base) é definida pela equação 2.2 (INCROPERA, 1998):

$$R_a = \frac{e}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot r_{ext}^2} \quad (2.2)$$

Integrando e aplicando as condições limites adequadas, encontra-se a equação 2.3, que define a resistência térmica na direção radial (INCROPERA, 1998):

$$Rr = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L_{ext}} \quad (2.3)$$

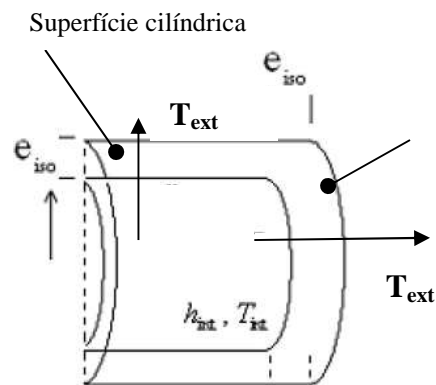


Figura 2.1 - Reservatório térmico de geometria cilíndrica (GOMES, 2013).

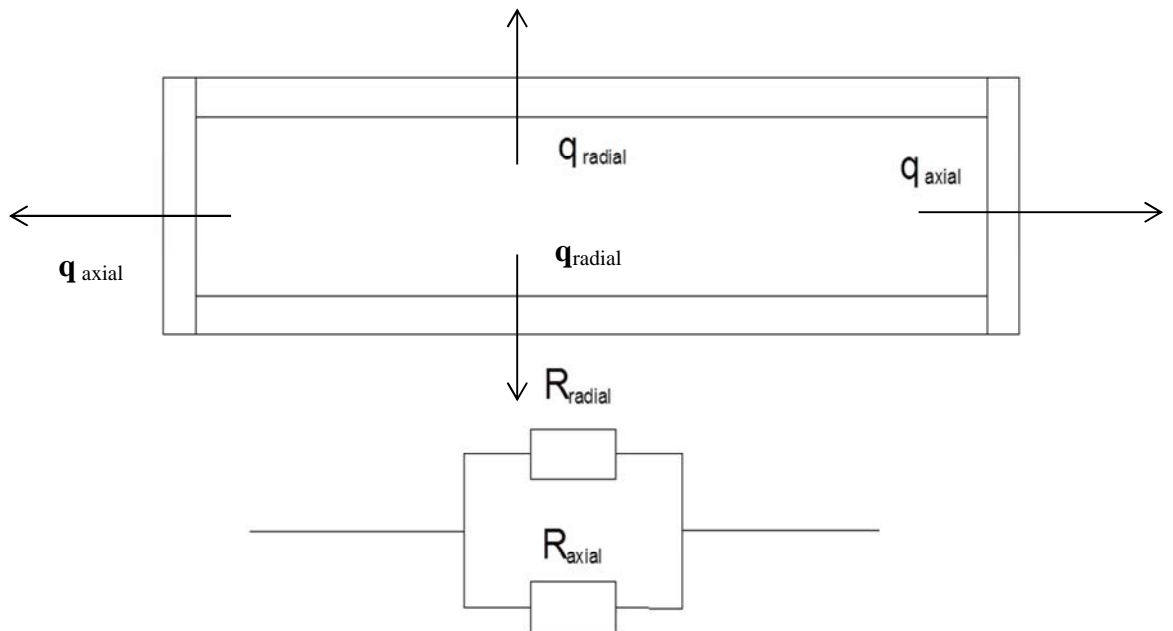


Figura 2.2 - Analogia do sistema elétrico para o reservatório térmico (GOMES, 2013)

2.2.2 Resistência térmica externa

A perda de calor do reservatório térmico através das superfícies externas com o meio ocorre por convecção e radiação e é definida por fatores relacionados com as temperaturas do meio externo, da superfície e, também, a geometria do reservatório (YUNUS, 2009).

Para os cálculos da resistência térmica à convecção e radiação combinadas, deve ser adotado um valor de temperatura de superfície inicial. A temperatura na superfície é discutida no item 2.4 e calculada em função de resultados obtidos a partir desse valor estimado. Caso os valores atribuído e calculado da temperatura de superfície não sejam iguais, é feito novo cálculo a partir desta seção. O fluxograma mostrado na Figura 2.3 retrata todo este procedimento.

2.2.2.1 Convecção térmica

A transferência de calor por convecção abrange dois mecanismos: difusão (condução) e advecção (INCROPERA, 1998).

A difusão de calor em um fluido é explicada da mesma maneira que em um sólido, ou seja, as moléculas com mais energia transferem pacotes de energia para as moléculas com menos energia (INCROPERA, 1998).

A advecção é o transporte de energia através do movimento global do fluido, ou um movimento coletivo de moléculas (INCROPERA, 1998).

A convecção pode ser classificada por convecção forçada e natural. A primeira é causada por meios externos, como ventiladores ou ventos atmosféricos, enquanto que na convecção natural o escoamento do fluido é induzido por forças de empuxo, causadas devido às diferenças de massa específica no fluido. A diferença de massa específica em um mesmo fluido ocorre em razão de um gradiente de temperatura (INCROPERA, 1998).

Nos reservatórios estudados, ocorre transferência de calor da superfície externa para o meio através de convecção natural.

O escoamento e transferência de calor na convecção natural são descritos a partir das propriedades termofísicas do fluido e da geometria do reservatório.

Na Tabela de propriedades do ar a 1atm de pressão, mostrada no Anexo A (INCROPERA, 1998), consulta-se o número Prandtl (Pr) , a viscosidade cinemática(ν) , e a condutividade térmica do ar(k_{ar}) utilizando como dado de entrada a temperatura média entre a superfície e o meio externo. Esses valores são utilizados para definir o número de Rayleigh, Nusselt e a convecção externa.

2.2.2.1.1 Número de Prandtl

O número de Prandtl trata-se de um número adimensional que aproxima a razão de difusividade de momento (viscosidade cinemática) e a difusividade térmica de um fluido(α), expressando a relação entre a difusão de quantidade de movimento e a difusão de quantidade de calor dentro do próprio fluido, sendo uma medida da eficiência destas transferências nas camadas limites hidrodinâmica e térmica (INCROPERA, 1998).

2.2.2.1.2 Viscosidade cinemática

A viscosidade cinemática é a propriedade de um fluido de transporte microscópico da quantidade de movimento por difusão molecular. Quanto maior a viscosidade, menor será a velocidade em que o fluido se movimenta (FOX, 1995).

2.2.2.1.3 Coeficiente de expansão volumétrica

O coeficiente de expansão volumétrica é definido como a alteração relativa do volume que o fluido experimenta a uma mudança de temperatura. É dado pelo inverso da temperatura média entre a superfície e o fluido (YUNUS, 2009).

$$\beta = \frac{2}{(T_{sup.ext} + T_{ext})} \quad (2.4)$$

2.2.2.1.4 Número de Rayleigh

O número de Rayleigh é o produto entre o número de Grashof, que descreve a relação entre flutuabilidade e viscosidade dentro de um fluido, e o número de Prandtl. Para convecção natural próxima à superfície cilíndrica à pressão constante, este número é dado por (BEJAN, 1996):

$$RaD = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{sup.ext} - T_{ext}) \cdot D_{ext}^3 \cdot Pr}{\nu^2} \quad (2.5)$$

2.2.2.1.5 Número adimensional de Nusselt

O número adimensional de Nusselt representa uma relação entre a transferência de calor ocorrida por convecção e aquela por condução pura, através do mesmo fluido.

Para a superfície externa de um cilindro horizontal, o número adimensional de Nusselt pode ser obtido da correlação (BEJAN, 1996):

$$NuD^{(1/2)} = 0,6 + 0,387 \cdot \frac{(RaD)^{(1/6)}}{\left(\left(1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{(9/16)} \right)^{(16/9)} \right)^{(1/6)}} \quad (2.6)$$

2.2.2.1.6 Coeficiente de convecção

O coeficiente de convecção de calor sobre a superfície do cilindro na posição horizontal é a relação entre o produto do número de Nusselt (Nu_D) e condutividade do fluido (k_f) pelo diâmetro externo do reservatório, conforme mostra a equação a seguir (YUNUS, 2009):

$$hc = \frac{k_{ar} \cdot Nu_D}{D_{ext}} \quad (2.7)$$

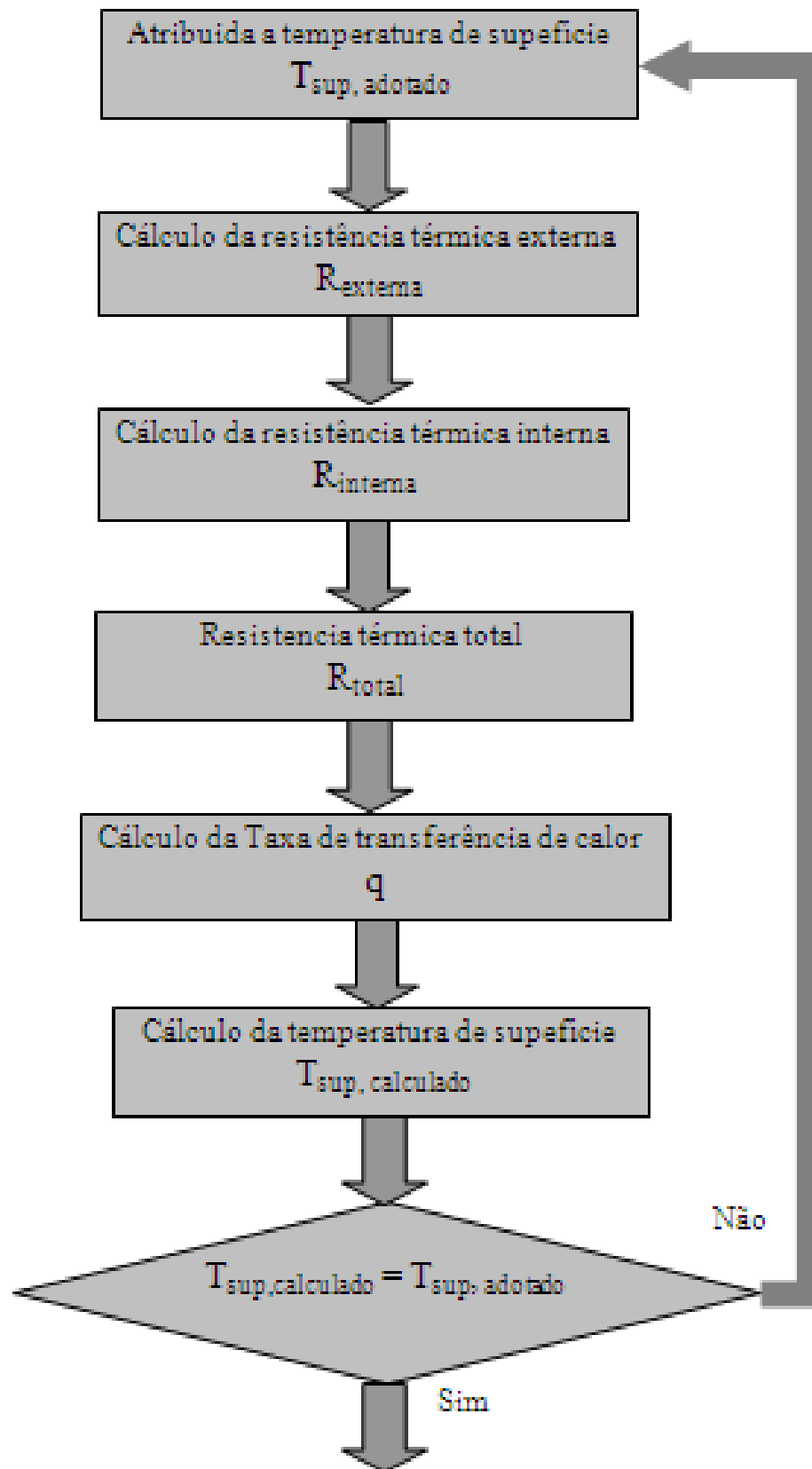


Figura 2.3: Fluxograma dos parâmetros utilizados no cálculo da perda de calor (GOMES, 2013).

2.2.2.2 Radiação Térmica

Toda superfície emite uma energia denominada radiação térmica quer sejam superfícies sólidas, líquidas ou gasosas. A energia é transportada através de ondas eletromagnéticas. Diferente da convecção e condução, a radiação não necessita de um meio material, aliás, a radiação é mais eficiente no vácuo (INCROPERA, 1998).

Radiação é um fenômeno volumétrico, ou seja, todos os sólidos emitem, absorvem ou transmitem radiação em diferentes direções, mas a radiação é considerada um fenômeno superficial para os sólidos que são opacos à radiação (metais, madeiras e rochas) (YUNUS, 2009).

A taxa de transferência de calor emitida é proporcional à área da superfície de transferência, à temperatura da superfície, à constante de Stefan-Boltzmann (σ) e à emissividade da superfície (ϵ).

Onde $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{W/m}^2 \cdot \text{s}^2$ e a emissividade da superfície varia de 0 a 1, sendo que quando $\epsilon = 1$ a superfície é ideal e chamada de corpo negro (YUNUS;MOURA;ISMAIL, 2009).

2.2.2.2.1 Coeficiente de radiação

O coeficiente de radiação externo é expresso por (KREITH, 2001):

$$hr = \sigma \cdot \epsilon \cdot (T_{sup} + T_{ext}) \cdot (T_{sup}^2 + T_{ext}^2) \quad (2.8)$$

2.2.2.3 Resistência externa

A convecção e a radiação atuam em paralelo na superfície do reservatório térmico. A resistência externa é definida por (KREITH, 2001):

$$R_{ext} = \frac{1}{(h_c + h_r) A_{ext}} \quad (2.9)$$

Onde a área externa da superfície do reservatório é dada pela somatória das áreas do topo, da base e da superfície, conforme mostra a seguir.

$$A_{ext} = 2 \cdot \pi \cdot r_{ext}^2 + 2 \cdot \pi \cdot r_{ext} \cdot L_{ext} \quad (2.10)$$

2.2.3 Resistência térmica interna inicial

A última das três resistências a ser abordada é a resistência interna. A transferência de calor entre o fluido e a superfície interna ocorre por convecção natural.

A geometria, variação da temperatura e propriedades termofísicas do fluido envolvido definem a taxa de transferência entre o fluido e a superfície e, conseqüentemente, sua resistência interna.

Para o cálculo da resistência interna em um reservatório térmico, pode-se utilizar a correlação obtida por Savick (2007) a partir de simulações numéricas que descrevem o cálculo da resistência interna em reservatório térmico de geometria cilíndrica na posição horizontal.

$$R_{int} = [0,00261 \cdot (R_{isol} + R_{ext}) + 0,008163] \cdot [-0,0048(\Delta T) + 1,1210] \cdot \left\{ 0,079466 \cdot \tan \left[2,922037 \left(T_{mod} - \frac{1}{2} \right) \right] + 1,118018 \right\} \cdot \left(\frac{0,25}{z_{int}} \right)^{0,4} \cdot \left(\frac{z_{int}}{r_{int}} \right) \quad (2.11)$$

A variação da temperatura interna (ΔT) provoca alteração na convecção interna do fluido, variando sua resistência. É definida por Savick (2007) como:

$$\Delta T = T_{int,inicial} - T_{int,t} \quad (2.12)$$

A adimensionalização da temperatura interna média (T_{mod}) é feita a partir da equação (2.13) (SAVICKI, 2007).

$$T_{mod} = 1 - \frac{T_{int,t} - T_{ext}}{T_{int,inicial} - T_{ext}} \quad (2.13)$$

A metade do comprimento interno (z_{int}) é dado por (SAVICKI, 2007):

$$z_{int} = \frac{L_{ext} - e}{2} \quad (2.14)$$

2.2.4 Resistência térmica total

Como o fluxo de calor ocorre na mesma direção e sentido do fluido para a o meio externo, conclui-se que as resistências interna, isolante e externa estão em série entre si, conforme mostra a Figura 2.4, e a resistência térmica total pode ser expressa por (OLIVESKI, 2000).

$$R_{total} = R_{int} + R_{isolante} + R_{ext} \quad (2.15)$$

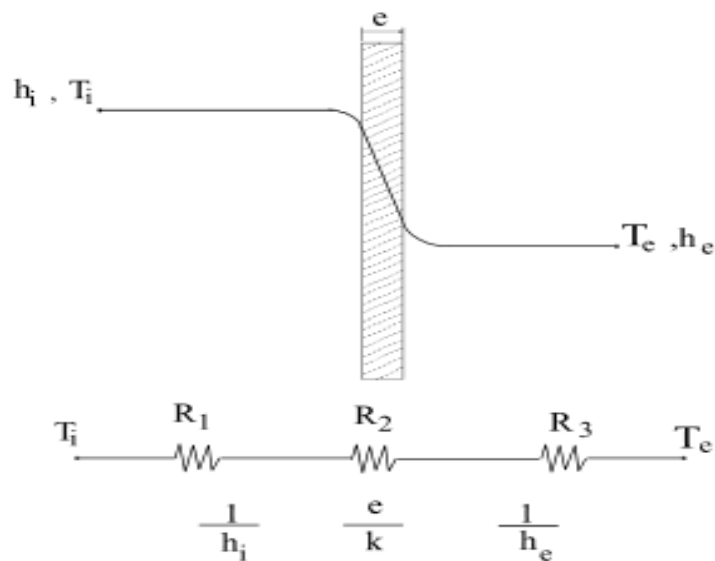


Figura 2.4 - Esquema e circuito térmico para a parede térmica composta com convecção em ambas as superfícies (Oliveski, 2000).

2.3 Taxa de transferência de calor inicial

A quantidade de calor transferido em unidade de tempo é denominada taxa de transferência de calor ou fluxo de calor.

A taxa de calor transferido do fluido para o meio externo é determinada pela relação entre a diferença de temperatura do fluido interna e o meio externo e a resistência térmica total do reservatório (BEJAN, 1998).

$$q = \frac{T_{int,inicial} - T_{ext}}{R_{total}} \quad (2.16)$$

2.4 Temperaturas em diferentes pontos do reservatório cilíndrico

No reservatório estudado, como a temperatura interna do fluido é considerada homogênea para efeito de estudo, as temperaturas das superfícies internas da parede, tampa e fundo também são consideradas uniformes. A diferença de temperatura entre dois pontos é a taxa de transferência de calor multiplicado pela resistência térmica (R_i) entre os pontos onde ocorre a transferência de calor (BURMEISTER, 1993):

$$T_{(i-1),t} - T_{i,t} = qR_i \quad (2.17)$$

Isolando a temperatura $T_{i,t}$ tem-se:

$$T_{i,t} = T_{(i-1),t} - qR_i \quad (2.18)$$

Onde $T_{i,t}$ e $T_{(i-1),t}$ são, respectivamente, as temperaturas no ponto i e no ponto anterior, R_i a resistência entre os pontos i e $i-1$ e q a taxa de transferência de calor.

2.5 Capacidade calorífica

Quando um corpo recebe ou perde calor, pode ter sua temperatura aumentada ou diminuída ou mudar seu estado de agregação das moléculas, por exemplo, passando de sólido para líquido. Capacidade calorífica é definida como a relação entre a quantidade de energia que um corpo recebe e a variação de temperatura que esta deve causar no corpo (YUNUS, 1993).

$$C = \frac{Q}{\Delta T} \quad (2.19)$$

A capacidade calorífica depende do calor específico, que define a energia necessária para elevar 1 grau Celsius a temperatura de 1 grama de uma substância e depende, também, da massa do corpo em questão (YUNUS, 1993).

$$C = c \cdot m \quad (2.20)$$

2.6 Balanço de energia para sistemas fechados

A primeira lei da termodinâmica, também conhecida como princípio da conservação da energia, estabelece que a variação líquida na energia total de um sistema durante um processo é igual à diferença entre a energia total recebida e a energia total rejeitada pelo sistema durante o processo (YUNUS, 1993).

$$E_{entrada} - E_{saida} = \Delta E_{sistema} \quad (2.21)$$

Um sistema fechado é um sistema de massa constante. A energia total E da maioria dos sistemas encontrados na prática consiste em energia interna U . Este é o caso especialmente para sistemas estacionários, uma vez que ele não sofre nenhuma mudança em sua velocidade ou elevação durante o processo (YUNUS, 1993).

$$E_{entrada} - E_{saida} = \Delta U_{sistema} \quad (2.22)$$

As variações finitas na energia interna durante um dado processo podem ser expresso, aproximadamente, pelo produto da capacidade térmica (C) e a variação de temperatura (dT) (YUNUS, 1993).

$$\Delta U = C dT \quad (2.23)$$

Quando ocorre apenas transferência de calor no sistema sem a ocorrência de trabalho de suas fronteiras, a relação para o balanço de energia é a quantidade líquida de transferência de calor ou de sistema (YUNUS, 1993).

$$Q = C dT \quad (2.24)$$

Onde Q é a quantidade líquida de transferência de calor e pode também ser expressa quando a taxa de transferência de calor é conhecida, em um incremento de tempo dt (YUNUS, 1993).

$$Q = qdt \quad (2.25)$$

Observando que $dT = (T - T_{\text{ext}})$, igualando as equações (2.24) e (2.25), realizando as integrações e substituições necessárias, a equação 2.26 pode ser reorganizada em:

$$T_{\text{int},t} = (T_{\text{int},0} - T_{\text{ext}}) \cdot e^{\left[-\frac{t}{C_x R_{\text{total}}}\right]} + T_{\text{ext}} \quad (2.26)$$

A convecção interna e externa, radiação e condução são mecanismos que dependem das temperaturas interna do fluido e do meio externo. No entanto, como a temperatura interna varia ao longo do tempo, tornam-se necessários novos cálculos da resistência interna e externa e dos parâmetros que dependem destas resistências térmicas após um incremento de tempo apropriado (Δt) (INCROPERA, 1998).

Após determinar a temperatura interna, novo cálculo é feito a partir do item 2.1.2, obtendo-se ciclos de cálculo até que se encontre a temperatura interna do fluido desejada. Na Figura 2.5 é mostrado um fluxograma demonstrando a sequência de cálculo.

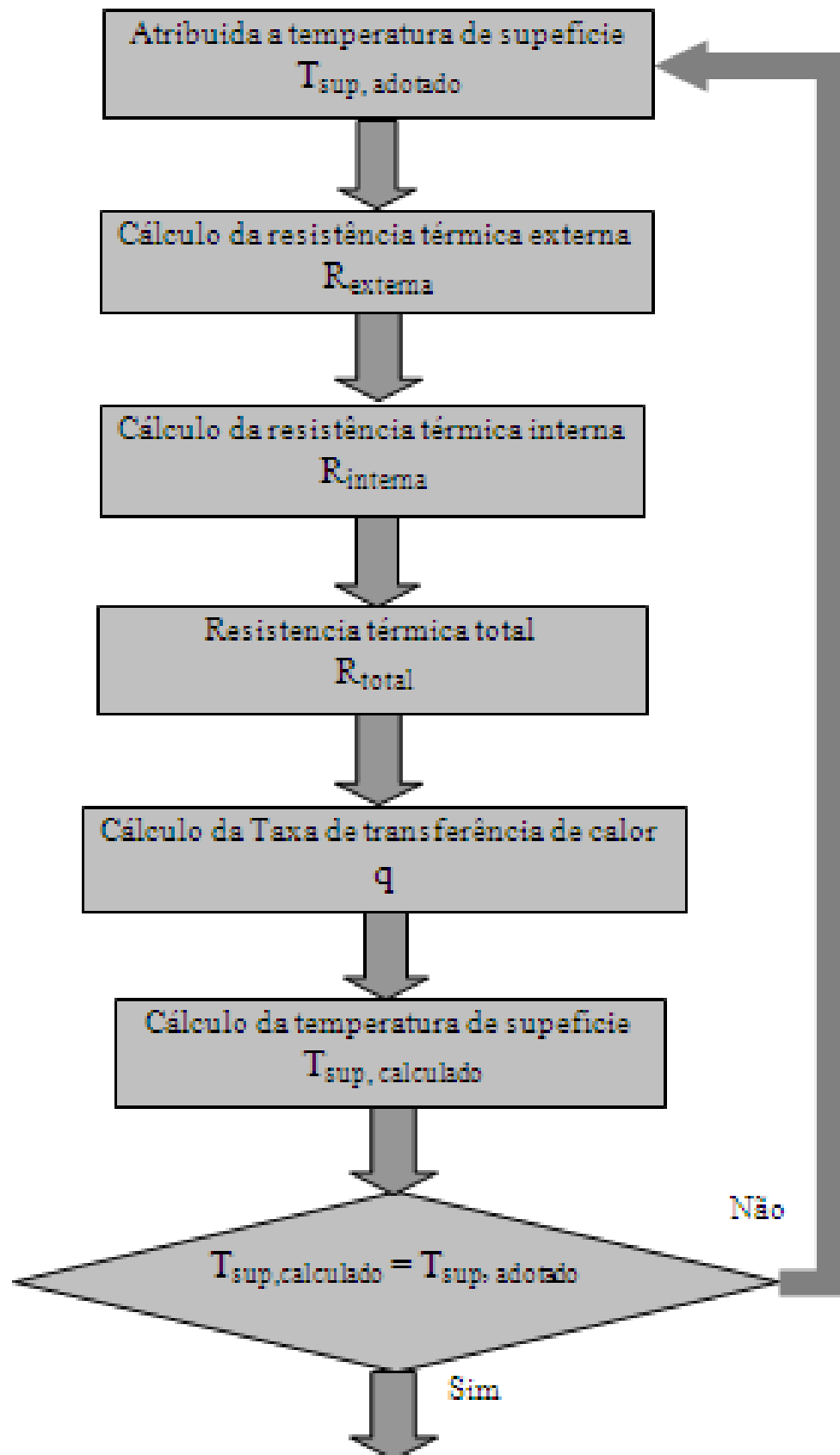


Figura 2.5 - Fluxograma de cálculo da temperatura interna após um incremento de tempo (Δt) (Gomes, 2013).

3 DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL

3.1 Reservatórios térmicos utilizados nos experimentos

Neste trabalho foi analisado o comportamento da temperatura interna do fluido em dois modelos de reservatórios.

O primeiro modelo foi um reservatório sem isolante térmico, composto apenas de um galão de 20 litros de policarbonato com 5 mm de espessura. A Figura 3.1 mostra este reservatório e suas dimensões.

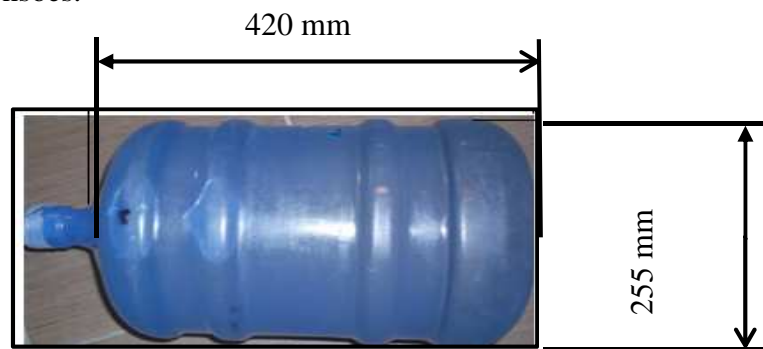


Figura 3.1 - Reservatório térmico sem revestimento de 20 litros (GOMES, 2013).

No segundo modelo de reservatório, foi adicionado camadas para melhorar o desempenho isolante. A Figura 3.2 mostra o esquema das camadas de diferentes materiais que compõe o reservatório térmico com revestimento.

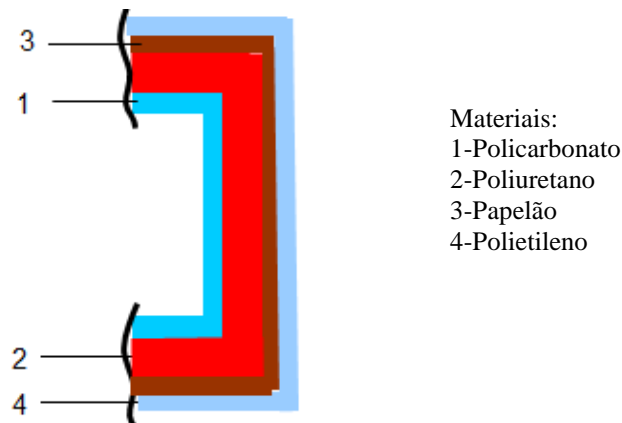


Figura 3.2 - Reservatório térmico com isolante de 20 litros (GOMES, 2013).

Todos os materiais acrescentados no segundo reservatório apresentam oposição ao fluxo de calor por condução.

O papelão faz com que a camada de poliuretano adquira geometria de forma aproximadamente cilíndrica (Figura 3.3 e 3.4).

A camada de espuma expansiva de poliuretano tem a função exclusiva de isolar o reservatório e as demais camadas tem a função de adequar a espuma expansiva de poliuretano ao reservatório (Figura 3.5).

O plástico de polietileno protege a espuma expansiva de água oriunda do meio externo (Figura 3.6). Na Tabela 3.1 são apresentadas informações referentes às camadas descritas.

Tabela 3.1

Característica geométricas e condutividade térmica de cada camada						
Produto	Material	espessura (mm)	raio interno (mm)	raio externo (mm)	comprimento externo (mm)	condutividade térmica (W/m.K)
Recipiente	Policarbonato	3	125	128	420	0,19
Espuma expansiva	Poliuretano	75	128	203	570	0,023
Papelão	Papelão	5	203	208	580	0,12
Plástico	Polietileno	1	208	209	581	0,35

Portanto, a montagem do segundo modelo de reservatório térmico compreendeu as seguintes etapas:

- a) Montagem de um cilindro de papelão conforme mostra a Figura 3.3 com um diâmetro de 420mm.

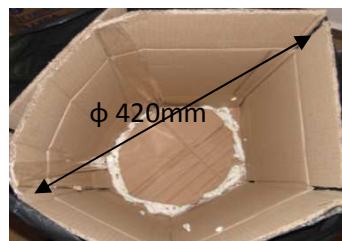


Figura 3.3: Cilindro de papelão (GOMES, 2013).

- b) Colocação do recipiente (galão) de policarbonato no centro do cilindro de papelão como mostra a Figura 3.4.



Figura 3.4 - Galão de 20 litros posicionado no centro do cilindro de papelão (GOMES, 2013).

- c) Preenchimento de todo o espaço entre o papelão e o galão com espuma expansiva de poliuretano como mostra figura 3.5.



Figura 3.5- Espuma expansiva de poliuretano entre o papelão e o galão (GOMES, 2013).

- d) Envolvimento do sistema por uma camada de plástico polietileno como mostra a Figura 3.6.



Figura 3.6 - Reservatório térmico com isolamento térmico de espuma expansiva de poliuretano (GOMES, 2013) .

3.2 Primeiro experimento: reservatório sem revestimento

No reservatório, proposto no primeiro modelo, foi armazenado 20 litros de água aquecida a $325,15\text{ K}$ (52°C) para a medição da variação da temperatura em função do tempo. Após ser fechado, o reservatório foi posicionado horizontalmente conforme é mostrado na Figura 3.1.

Antes de retirar as medidas de temperatura, feitas a partir da primeira hora, o reservatório é posicionado na vertical e garantido, através da sua movimentação a homogeneidade da temperatura em seu interior (Figura 3.7). Com o reservatório na posição vertical, foi medido a temperatura do fluido aproximadamente no seu centro.



Figura 3.7 - Medição da temperatura interna do reservatório térmico na posição vertical (GOMES, 2013).

Em seguida, o reservatório foi fechado e colocado na posição horizontal. Este ciclo experimental durou 12 horas com medidas realizadas a cada hora.

3.3 Segundo experimento: reservatório com revestimento de poliuretano

Os procedimentos do segundo experimento são similares ao primeiro, com diferença no valor da temperatura interna inicial que foi de 357K(84°C) e no tempo de experimento que foi de 96 horas. A coleta de dados também foi feita a cada 1 hora, no entanto devido limitação de recursos não foi possível efetuar o experimento continuamente, chegando até oito horas continua sem medições.

O reservatório permaneceu na posição horizontal durante todo o experimento, sendo orientado na posição vertical sempre que se realizava a coleta de dados (Figura 3.8); tomando-se sempre o cuidado de movimentar o fluido para garantir a homogeneidade térmica em seu interior para cada medição.



Figura 3.8 - Experimento do reservatório isolamento térmico (GOMES, 2013).

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste item serão demonstrados os cálculos para determinar a variação da temperatura interna em função do tempo de um reservatório com ou sem revestimento de poliuretano. Para tal, será utilizado o roteiro de cálculo apresentado no capítulo 2. Além disso, os dados experimentais obtidos serão comparados com os resultados teóricos e as suas diferenças discutidas.

4.1 Cálculos e resultados do reservatório térmico sem revestimento com fluido homogêneo.

Para os cálculos, o reservatório será considerado homogêneo (não estratificado), completamente cheio e uma temperatura inicial de 325, 15K(52°) conforme mostrado na Figura 3.1.

4.1.1 Resistência térmica do reservatório inicial

Serão apresentados nesta seção os cálculos das resistências térmicas a perda de calor por condução (R_{isol}), convecção interna (R_{int}) e a combinação de radiação e convecção externas (R_{ext}).

4.1.1.1 Resistência térmica isolante

Para o cálculo da resistência de isolamento (R_{isol}) do reservatório obtém-se primeiro as resistências nas direções radial (R_r) e axial (R_a) segundo equações 2.2 e 2.3.

Dados:

$$r_{int} = 0,125\text{m} ; r_{ext} = 0,128\text{m} ; L_{ext} = 0,42\text{m} ; e = 0,003\text{m} ; k_{policarbonato} = 0,19 \text{ W/m.K}$$

Calculam-se as resistências radiais e axiais através das equações (4.1) e (4.2)

$$R_r = \frac{\ln\left(\frac{0,1275}{0,125}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 0,19 \cdot 0,42} = 0,0395\text{K/W} \quad (4.1)$$

$$R_a = \frac{0,0025}{2 \cdot \pi \cdot 0,19 \cdot 0,1275^2} = 0,1288 \text{ K/W} \quad (4.2)$$

Com os valores da resistência radial e axial calcula-se a resistência isolante através da equação (2.1).

$$R_{isol} = \frac{0,0395 \cdot 0,1288}{0,0395 + 0,1288} = 0,0303 \text{ K/W} \quad (4.3)$$

4.1.1.2 Resistência térmica externa inicial

Inicialmente, para efetuar os cálculos da resistência térmica a perda de calor devido à convecção e radiação, adota-se um valor de temperatura de superfície externa. Essa temperatura deve ser um valor entre a temperatura do fluido (325, 15 K) e a temperatura do meio externo (297, 15 K). Neste caso, foi escolhida uma temperatura de superfície com o valor de 308, 15K (35°C).

A partir dessa temperatura, iniciou-se processo iterativo demonstrado entre os itens 4.1.1.2.1 e 4.1.3 e descrito no item 2.1.2 até que a temperatura de superfície encontrada fosse a mesma da adotada inicialmente. Portanto, o valor de temperatura de superfície no tempo inicial, e utilizado nos cálculos definitivos é $T_{sup, inicial} = 322,5 \text{ K (42,5°C)}$.

Com a temperatura externa de $T_{ext}=297, 15\text{K}(24°C)$, obtém-se a temperatura média entre a superfície e o ambiente externo: $T_{med}= 309,825\text{K}(36°C)$.

Com o valor de T_{med} , consulta-se o número de Prandtl (Pr), a viscosidade cinemática (ν), e a condutividade térmica do ar ($k_{f, ar}$), na Tabela de propriedades do ar a 1 atm de pressão (Anexo A). Então tem-se:

$$Pr = 0,7277; \nu = 16,26 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}^2; k_{f, ar} = 0,02602 \text{ W/mK};$$

Os valores obtidos nos três últimos parágrafos são usados nos cálculos dos parâmetros utilizados para determinar a resistência externa conforme será mostrado nos próximos itens.

4.1.1.2.1 Cálculo do coeficiente de expansão volumétrica externo(Ar)

A partir da equação (2.4), da temperatura média (T_{med}) entre a superfície e o meio externo, calcula-se o coeficiente de expansão volumétrica:

$$\beta = \frac{1}{309,825} = 0,0033/K \quad (4.4)$$

4.1.1.2.2 Cálculo do número adimensional de Rayleigh

Através da equação (2.5) e utilizando os valores do coeficiente de expansão volumétrica, número de Prandth (Pr) , a viscosidade cinemática(ν) , calcula-se o número de Rayleigh.

$$Ra_D = \frac{9,81 \cdot 0,0033 \cdot (322,5 - 297,15) \cdot 0,255^3 \cdot 0,7277}{16,26^2 \cdot 10^{-12}} = 43,3 \cdot 10^6 \quad (4.5)$$

4.1.1.2.3 Cálculo do número adimensional de Nusselt

Com a equação (2.6) e os valores de Rayleigh (Ra_D) e Prandth (Pr) calcula-se o número de Nusselt.

$$Nu_D = \left\{ 0,6 + 0,387 \cdot \frac{(43,3 \cdot 10^6)^{\left(\frac{1}{6}\right)}}{\left(\left(1 + \left(\frac{0,559}{0,7277} \right)^{\left(\frac{9}{16}\right)} \right)^{\left(\frac{16}{9}\right)} \right)^{\left(\frac{1}{6}\right)}} \right\}^2 = 43,969 \quad (4.6)$$

4.1.1.2.4 Cálculo do coeficiente de convecção

O cálculo do coeficiente de convecção é feito utilizando-se a equação (2.7), o número de Nusselt (Nu_D) e a condutividade térmica do ar (k_f).

$$hc = \frac{0,02602.43,969}{0,255} = 4,6819 \text{ W/m}^2 \text{ K} \quad (4.7)$$

4.1.1.2.5 Cálculo do coeficiente de radiação

O coeficiente de radiação (h_r) é calculado através da equação (2.8), da emissividade ($\xi_{\text{plástico polietileno}} = 0,97$) e das temperaturas de superfície ($T_{\text{sup, inicial}} = 322,5 \text{ K}$) e do meio externo ($T_{\text{ext}} = 297, 15 \text{ K}$), temos:

$$h_r = 5,67 \times 10^{-8} \times 0,97 (322,5 + 297, 15)(322,5^2 + 297, 15^2) = 5,365 \text{ W/m}^2 \text{ K} \quad (4.8)$$

Onde emissividade do plástico polietileno é obtida a partir da Tabela de emissividade dos materiais (Anexo B).

4.1.1.2.6 Cálculo da área externa

A partir da equação (2.10), do raio e comprimento externos é feito o cálculo da área de superfície externa (equação 4.9).

$$A_{\text{ext}} = 2 \cdot \pi \cdot 0,135^2 + 2 \cdot \pi \cdot 0,135 \cdot 0,42 = 0,471 \text{ m}^2 \quad (4.9)$$

4.1.1.2.7 Cálculo da resistência externa

Efetua-se, então o cálculo da resistência externa através da equação (2.9), dos valores da área e dos coeficientes de convecção e radiação obtidos nos itens anteriores:

$$R_{\text{ext}} = \frac{1}{(4,682 + 5,365) \cdot 0,471} = 0,237 \text{ K/W} \quad (4.10)$$

4.1.1.3 Resistência térmica interna inicial

A resistência interna do reservatório depende dos valores das resistências de isolamento (R_{isol}) e externa (R_{ext}), da temperatura média adimensional (T_{mod}) e da variação da temperatura (ΔT).

Calcula-se a variação de temperatura do fluido e a temperatura média adimensional (T_{mod}) através das equações (2.12) e (2.13) respectivamente. No entanto, como no instante inicial ainda não houve variação da temperatura do fluido, os valores de T_{mod} e ΔT são nulos.

A distância da metade do comprimento interno do reservatório é obtido através da equação (2.14):

$$z_{int} = \frac{0,42 - 2,0,01}{2} = 0,20 \text{ m} \quad (4.11)$$

Através da equação (2.11), das resistências isolante ($R_{isol} = 0,0303 \text{ K/W}$) e externa ($R_{ext} = 0,237 \text{ K/W}$), temperatura média adimensional ($T_{mod} = 0$), variação da temperatura interna ($\Delta T = 0$), da metade do comprimento interno do reservatório ($z_{int} = 0,2 \text{ m}$) e do raio interno ($r_{int} = 0,125 \text{ m}$), efetua-se o cálculo da resistência interna.

$$R_{int} = [0,00261 \cdot (0,03003 + 0,237) + 0,008163] \cdot [-0,0048(0) + 1,1210] \cdot \left\{ 0,079466 \cdot \tan \left[2,922037 \left(0 - \frac{1}{2} \right) \right] + 1,118018 \right\} \cdot \left(\frac{0,25}{0,20} \right)^{0,4 \left(\frac{0,20}{0,125} \right)}$$

$$R_{int} = 0,0081103 \text{ K/W} \quad (4.12)$$

4.1.1.4 Resistência térmica total inicial

Para o cálculo da resistência térmica total utiliza-se a equação (2.15), os valores das resistências interna ($R_{int} = 0,0081103 \text{ K/W}$), externa ($R_{ext} = 0,237 \text{ K/W}$) e de isolamento ($R_{isol} = 0,0303 \text{ K/W}$):

$$R_{total} = 0,0303 + 0,237 + 0,0081103 = 0,2754 \text{ K/W} \quad (4.13)$$

4.1.2 Taxa de transferência de calor inicial

Calcula-se a taxa de transferência de calor da temperatura através a equação (2.16) utilizando a temperatura inicial do fluido ($T_{int, inicial} = 325, 15K$), a temperatura externa ($T_{ext} = 297, 15 K$) e a resistência total ($R_{total} = 0, 2754 K/W$).

$$q = \frac{325,15 - 297,15}{0,2754} = 101,75W \quad (4.14)$$

4.1.3 Cálculo da temperatura inicial na superfície interna e externa

Dado que a resistência interna, a temperatura interna do fluido e a taxa de transferência de calor respectivamente são: $R_{int} = 0,0081103 K/W$; $T_{int, inicial} = 325, 15K(52^\circ C)$; $q = 101,75W$, efetua-se o cálculo da temperatura da superfície interna inicial ($T_{1, inicial}$) em contato com o fluido no ponto mostrado na Figura 4.1, utilizando-se a equação (2.18).

$$T_{sup.int, inicial} = 325, 15 - 101,75 \cdot 0,0081103 = 324,328 K \quad (4.15)$$

O cálculo da temperatura de superfície externa inicial é feito através da equação (2.18), da resistência de isolamento ($R_{isol} = 0, 0303K/W$), da temperatura de superfície externa ($T_{1, inicial} = 324,328K$) e da taxa de transferência de calor ($q = 101,75W$):

$$T_{sup.ext, inicial} = 324,326 - 101,75 \cdot 0,0303 = 322,5 K \quad (4.16)$$

A temperatura de superfície calculada no parágrafo anterior é igual à temperatura adotada (obtida através de cálculo iterativo) no item 4.1.1.2, validando seu valor.

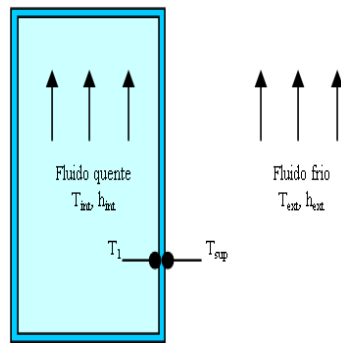


Figura 4.1 - Pontos de temperatura do reservatório. (GOMES, 2013)

4.1.4 Cálculo de capacidade calorífica

Para o cálculo da variação da temperatura interna necessita-se conhecer a capacidade térmica do fluido.

O cálculo da capacidade térmica máxima do fluido é feito a partir da equação (2.20), da massa do fluido ($m_{\text{fluido}} = 20 \text{ kg}$) e do calor específico ($c_{\text{específico}} = 4200 \text{ J/kg.K}$):

$$C = 20 \cdot 4200 = 84000 \text{ J/K} \quad (4.17)$$

4.1.5 Cálculos dos parâmetros térmicos em função do tempo

Devido às temperaturas interna e de superfície variarem em função do tempo (Δt), torna-se necessários novos cálculos de parâmetros dependentes destas temperaturas como as resistências externa, interna e total, taxa de transferência de calor, capacidade calorífica e da temperatura interna.

Para efetuar os cálculos destes parâmetros utiliza-se um incremento de tempo (Δt) de 600 segundos.

4.1.5.1 Resistência térmica externa em função do tempo

O cálculo da resistência externa após 600s é similar ao apresentado no item 4.1.1.2. Os resultados para as 12 horas iniciais da resistência externa são apresentados na Tabela 4.1.

4.1.5.2 Resistência térmica interna em função do tempo

Obtém-se a temperatura média adimensional através da equação (2.13), das temperaturas internas no instante atual ($T_{int,600} = 324,65K$), no instante anterior ($T_{int,0} = 325,15K$) e da temperatura externa ($T_{ext}=297,15K$):

$$T_{mod} = 1 - \frac{324,41-297,15}{325,15-297,15} = 0,0241 \quad (4.18)$$

A variação de temperatura do fluido é dada através da equação (2.12):

$$\Delta T = 325,15 - 324,41 = 0,7697 K \quad (4.19)$$

Calcula-se a resistência interna a partir da equação (2.11), das resistências isolante ($R_{isol} = 0,0303 K/W$) e externa ($R_{ext} = 0,244 K/W$), temperatura média adimensional ($T_{mod} = 0,0241$) e variação da temperatura interna ($\Delta T = 0,7697K$) para $z_{int} = 0,2 m$ e $r_{int} = 0,125 m$.

$$R_{int} = [0,00261 \cdot (0,303 + 0,244) + 0,008163] \cdot [-0,0048(0,7697) + 1,1210] \cdot \left\{ 0,079466 \cdot \tan \left[2,922037 \left(0,0241 - \frac{1}{2} \right) \right] + 1,118018 \right\} \cdot \left(\frac{0,25}{0,20} \right)^{0,4 \left(\frac{0,20}{0,125} \right)}$$

$$R_{int} = 0,008047 K/W \quad (4.20)$$

Os valores da resistência interna nas 12 horas iniciais são mostrados na Tabela 4.1.

4.1.5.3 Cálculo da resistência térmica total em função do tempo

Com os valores das resistências isolante ($R_{isol} = 0,0303K/W$), externa ($R_{ext} = 0,244K/W$), interna ($R_{int} = 0,008047 K/W$) obtém-se a resistência térmica total (R_{total}):

$$R_{total} = 0,0303 + 0,244 + 0,008047 = 0,275 K/W \quad (4.21)$$

São apresentados na Tabela 4.1, para as primeiras 12 horas, os resultados das resistências térmicas.

Tabela 4.1

Resistências térmicas do reservatório sem revestimento			
tempo(horas)	R _{externa} (K/W)	R _{interna} (K/W)	R _{total} (K/W)
0	0,0303	0, 2369	0, 2671
1	0,0303	0, 2495	0, 2797
2	0,0303	0, 2571	0, 2873
3	0,0303	0, 2644	0, 2946
4	0,0303	0, 2712	0,3014
5	0,0303	0, 2769	0,3071
6	0,0303	0, 2832	0,3134
7	0,0303	0, 2893	0,3195
8	0,0303	0, 295	0,3252
9	0,0303	0,3006	0,3308
10	0,0303	0,3059	0,3361
11	0,0303	0,3111	0,3413
12	0,0303	0,3161	0,3463

4.1.5.4 Temperatura interna do fluido em função do tempo

Calcula-se a temperatura interna do fluido através da equação (2.23), temperatura interna no instante anterior ($T_{\text{int, inicial}} = 325, 15\text{K}$), temperatura externa ($T_{\text{ext, inicial}} = 297, 15\text{K}$), capacidade térmica do fluido ($C = 84000\text{J/K}$) e a resistência externa ($R_{\text{ext}} = 0, 275 \text{ K/W}$) e um incremento de tempo de 600s.

$$T_{\text{int,t}} = (325, 25 - 297, 15) \cdot e^{\frac{600}{-84000 \cdot 0,275}} + 297, 15 = 324,41 \text{ K} \quad (4.22)$$

4.1.5.5 Taxa de transferência de calor em função do tempo

O cálculo da taxa de transferência de calor é feito através da equação (2.16), da temperatura interna, da temperatura de superfície e da resistência total.

$$q = \frac{324,41 - 297,15}{0,275} = 101,75 \text{ W} \quad (4.23)$$

4.1.5.6 Temperatura nas superfícies interna e externa do reservatório

A temperatura na superfície interna ($T_{sup.int}$) e a temperatura de superfície externa ($T_{sup.ext}$) após o instante inicial são obtidas conforme mostrado no item 4.1.3 para temperaturas no instante inicial.

São apresentados, para as primeiras 12 horas, na Tabela 4.2, os resultados das temperaturas internas (T_{int}), dos fluxos de calor(q), das temperaturas na superfície interna ($T_{sup. int}$) e externa ($T_{sup.ext}$) calculadas conforme já mostrado nos itens 4.1.5.4 ao 4.1.5.6.

4.2 Cálculos e resultados do reservatório térmico homogêneo com revestimento

Na Figura 3.2 e Tabela 3.1 foram apresentados detalhes do reservatório térmico com revestimento principal de poliuretano e suas dimensões. Neste item serão mostrados os cálculos da variação de temperatura do fluido a partir da temperatura inicial de 357, 15K(84°C).

Tabela 4.2

Resultado das temperaturas do fluido, das superfícies interna e externa e da taxa de transferência de calor

Tempo(horas)	$T_{int}(K)$	$q (W)$	$T_{sup. int}(K)$	$T_{sup. ext}(K)$
0	325, 15	101,75	324,32	322,49
1	320,93	82,73	320, 29	318,80
2	317,47	68,87	316,94	315,69
3	314,58	57,69	314, 14	313, 10
4	312, 16	48,60	311,80	310,92
5	310, 10	44,37	309,77	308,97
6	308, 25	37,69	307,96	307, 28
7	306,67	32, 18	306,43	305,85
8	305,32	27,57	305, 12	304,62
9	304, 16	23,70	303,99	303,56
10	303, 17	20,45	303,02	302,65
11	302,31	17,69	302, 19	301,87
12	301,57	15,34	301,46	301, 19

4.2.1 Resistência térmica do reservatório com revestimento

Utilizando a mesma metodologia de cálculo utilizada no item 4.1.1.1, a Tabela 4.3 mostra os valores das resistências radial (R_r), axial (R_a) e total (R_{isol}) à condução, para os diversos materiais de revestimento usados no reservatório com revestimento (ver item 3.1).

O cálculo das resistências externa, interna e total é feita conforme exemplificado anteriormente nos item 4.1.1.2 ao 4.1.1.4 e seus resultados nas 12 horas iniciais são apresentadas na Tabela 4.4.

4.2.2 Cálculo de capacidade calorífica

Para calcular a variação da temperatura interna, necessita-se conhecer a capacidade térmica do fluido e do isolante. O cálculo da capacidade térmica máxima do fluido é feito a partir da equação (2.20), da massa do fluido ($m_{fluido} = 20 \text{ kg}$) e do calor específico ($c_{especifico} = 4200 \text{ J/kg.K}$).

$$C = 20 \cdot 4200 = 84000 \text{ J/K} \quad (4.24)$$

4.2.3 Taxa de transferência de calor

Conhecendo os valores das resistências térmicas, das temperaturas interna e externa, o cálculo da transferência de calor é feito através da equação 2.16 e seus valores são apresentados na Tabela 4.5.

4.2.4 Cálculo das temperaturas em diferentes pontos do reservatório cilíndrico

Para se calcular a temperatura de superfície externa devem-se obter os valores das temperaturas onde houver mudança de material nos pontos mostrados na Figura 4.2.

No ponto 1 ocorre troca de calor entre a superfície interna reservatório e a água por convecção interna. Obtém-se a temperatura inicial no ponto 1 ($T_{sup-int, inicial}$) a partir da equação

(2.17), utilizando a temperatura interna da água ($T_{\text{int, inicial}} = 357,15 \text{ K}$), a resistência interna a ($R_{\text{int}} = 0,0172562 \text{ K/W}$) e a taxa de transferência de calor entre o fluido e o meio externo no instante inicial ($q = 13,467 \text{ W}$).

$$T_{1,\text{inicial}} = 357,15 - 13,467 \times 0,0172562 = 356,91 \text{ K} \quad (4.25)$$

O ponto 2 encontra-se entre as camadas de poliuretano e o policarbonato. A troca de calor entre o ponto 1 e o ponto 2 ocorre por condução através da camada de policarbonato. Calcula-se a temperatura inicial no ponto 2 ($T_{2,\text{inicial}}$) através da equação (2.17), da temperatura no ponto anterior ($T_{1,\text{inicial}} = 356,91 \text{ K}$), da resistência térmica oferecida pelo policarbonato a troca de calor entre os pontos 1 e 2 ($R_{\text{policarbonato}} = 0,0395 \text{ K/W}$) e a taxa de transferência de calor entre o fluido e o meio externo no instante inicial.

$$T_{2,\text{inicial}} = 356,91 - 13,467 \times 0,0395 = 356,26 \text{ K} \quad (4.26)$$

O Ponto 3 localiza-se entre as camadas de poliuretano e o papelão. A troca de calor entre o ponto 2 e 3 ocorre por condução na camada de poliuretano. O cálculo da temperatura inicial no ponto 4 ($T_{4,\text{inicial}}$) é feito através da equação (2.17), da temperatura no ponto anterior ($T_{2,\text{inicial}} = 356,26 \text{ K}$), da resistência térmica do poliuretano a troca de calor entre os pontos 2 e 3 ($R_{\text{policarbonato}} = 0,0395 \text{ K/W}$) e a taxa de transferência de calor entre o fluido e o meio externo no instante inicial.

$$T_{3,\text{inicial}} = 356,26 - 13,467 \times 3,89 = 311,84 \text{ K} \quad (4.27)$$

O Ponto 4 situa-se entre as camadas de papelão e o plástico polietileno. Calcula-se a temperatura inicial no ponto 4 ($T_{4,\text{inicial}}$) através da equação (2.17), da temperatura no ponto anterior ($T_{3,\text{inicial}} = 311,84 \text{ K}$), da resistência térmica do papelão a troca de calor entre os pontos 3 e 4 ($R_{\text{Papelão}} = 0,04095 \text{ K/W}$) e a taxa de transferência de calor entre o fluido e o meio externo no instante inicial.

$$T_{4,\text{inicial}} = 311,84 - 13,467 \times 0,04095 = 311,30 \text{ K} \quad (4.28)$$

O ponto 5 está localizado na superfície externa como mostra a Figura 4.2. Calcula-se a temperatura de superfície externa inicial ($T_{sup-ext, inicial}$) a partir da equação (2.17), da temperatura no ponto anterior ($T_{4, inicial} = 311,30 \text{ K}$), da resistência térmica do polietileno a troca de calor entre os pontos 3 e 4 ($R_{Polietileno} = 0,00139 \text{ K/W}$) e a taxa de transferência de calor entre o fluido e o meio externo no instante inicial.

$$T_{sup-ext, inicial} = 311,30 - 13,467 \times 0,0134 = 311,13 \text{ K} \quad (4.29)$$

Após o instante inicial, para cada hora, o cálculo da temperatura do fluido (T_{int}) é feito de modo similar ao apresentado na seção 4.1.5.5 e as temperaturas nos pontos indicados nos parágrafos anteriores são recalculadas para a nova temperatura do fluido e seus valores são mostrados na Tabela 4.5.

Tabela 4.3

Resultados das resistências radial, axial e de isolamento de cada camada isolante.				
Camada	Material	Ra(K/W)	Rr(K/W)	Risol(K/W)
Recipiente	Policarbonato	0,1288	0,0395	0,0302
Espuma expansiva	Poliuretano	12,6562	5,6162	3,8900
Papelão	Papelão	0,1540	0,0558	0,0409
Plástico	Polietileno	0,0053	0,0019	0,0014
Total		12,9443	5,7134	3,9612

Tabela 4.4

Resultados das resistências externa, interna e total.			
tempo(horas)	R_{ext} (K/W)	R_{isol} (K/W)	R_{int} (K/W)
0	0,1069	3,9612	0,0173
1	0,1114	3,9612	0,0111
2	0,1117	3,9612	0,0111
3	0,1119	3,9612	0,0111
4	0,1121	3,9612	0,0111
5	0,1124	3,9612	0,0111
6	0,1126	3,9612	0,0111
7	0,1128	3,9612	0,0111
8	0,1131	3,9612	0,0111
9	0,1133	3,9612	0,0111
10	0,1135	3,9612	0,0111
11	0,1138	3,9612	0,0111
12	0,1116	3,9612	0,0111

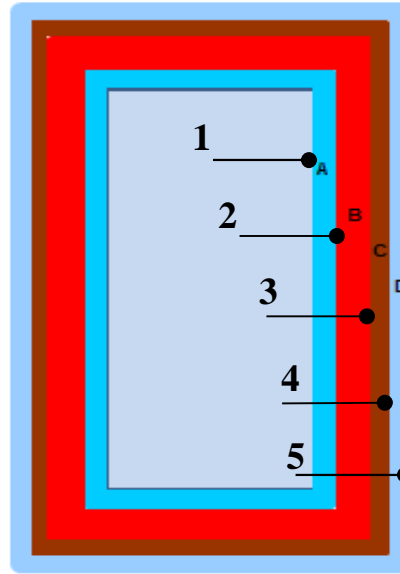


Figura 4.2: Pontos de temperatura do reservatório (GOMES, 2013).

Tabela 4.5

Resultados das temperaturas internas (do fluido) e em diferentes pontos do reservatório e da taxa de transferência de calor							
tempo(horas)	$T_{int}(K)$	$q(W)$	$T_1(K)$	$T_2(K)$	$T_3(K)$	$T_4(K)$	$T_5(K)$
0	357,15	13,47	356,92	356,26	311,84	311,30	311,13
1	356,14	13,22	355,99	355,35	311,72	311,20	311,02
2	355,15	12,98	355,00	354,37	311,55	311,03	310,86
3	354,18	12,74	354,04	353,42	311,38	310,87	310,71
4	353,23	12,51	353,09	352,48	311,21	310,72	310,55
5	352,31	12,28	352,17	351,57	311,05	310,56	310,40
6	351,40	12,06	351,26	350,68	310,89	310,41	310,26
7	350,51	11,84	350,38	349,80	310,74	310,27	310,11
8	349,64	11,63	349,51	348,94	310,58	310,12	309,97
9	348,79	11,42	348,66	348,10	310,44	309,98	309,83
10	347,95	11,21	347,83	347,28	310,29	309,84	309,70
11	347,13	11,01	347,01	346,48	310,15	309,71	309,57
12	346,33	11,56	346,20	345,64	307,52	307,06	306,91

4.3 Discussão dos resultados do reservatório com e sem revestimento

Com os parâmetros calculados nos itens 4.1.1, 4.1.2, 4.1.3, 4.15 para o reservatório térmico homogêneo sem revestimento e nos itens 4.2.1, 4.2.3, 4.2.4 para o reservatório térmico homogêneo com revestimento, uma análise comparativa do desempenho dos dois reservatórios será feita nos próximos itens.

4.3.1 Resistências térmicas

Os gráficos das Figuras 4.3 e 4.4 mostram o comportamento das resistências isolante, externa, interna e total dos reservatórios térmicos sem e com revestimento de poliuretano calculados nos itens 4.1 e 4.2 para as primeiras 12 horas.

A temperatura externa se mantém praticamente constante, enquanto a temperatura de superfície apresenta queda ao longo do tempo, diminuindo as diferenças entre as temperaturas e, conseqüentemente, diminuindo também os coeficientes de convecção e radiação entre os dois pontos. Como a resistência externa é inversamente proporcional aos coeficientes de convecção e radiação, seu valor tende a aumentar ao longo do tempo, como mostram os gráficos das Figuras 4.3 e 4.4. Porém, como a resistência externa do reservatório com revestimento é desprezível quando comparada à resistência total, a variação da resistência externa na Figura 4.4 é quase imperceptível.

A resistência interna oscila seu valor em função do tempo, pois é diretamente proporcional à resistência externa e inversamente proporcional à variação da temperatura interna. Porém, a resistência interna é desprezível quando comparada às demais resistências, sendo em ambos os casos inferior a 1% a resistência total.

A resistência térmica à condução ou resistência térmica isolante permanece constante, pois seu valor depende somente da geometria do reservatório e da condutividade térmica de cada camada, que são valores constantes. Como no segundo modelo foi utilizado 75 mm de espuma expansiva de poliuretano, a resistência isolante foi aumentada em 10 vezes em relação ao reservatório sem revestimento. Contudo, a partir da Tabela 4.3, é possível concluir que a resistência total isolante do reservatório 2 deve-se praticamente pela presença do poliuretano. É possível observar, também, na tabela 4.6, que a maior diferença de temperatura ocorre

na camada de poliuretano em relação às camadas de plástico, papelão e policarbonato, indicando sua maior eficiência.

A resistência total é composta pelas resistências interna , externa e isolante. No primeiro modelo de reservatório, como a resistência interna é desprezível (Figura 4.3) e a resistência isolante são constantes, a resistência térmica total tem comportamento similar à resistência externa. Porém, no segundo modelo, tanto a resistência externa quanto a interna são desprezíveis, quando comparadas com a resistência térmica isolante. Com isso, o comportamento da resistência total pode ser considerado similar à resistência isolante, ou seja, constante em função do tempo.

4.3.2 Taxa de transferência de calor

As Figuras 4.5 e 4.6 mostram, respectivamente, a queda da taxa de transferência de calor em função do tempo dos reservatórios térmicos sem e com revestimento de poliuretano.

A taxa de transferência depende diretamente da diferença de temperatura entre os pontos onde ocorre a troca de calor, e indiretamente proporcional à resistência térmica total.

A diferença entre a temperatura interna do fluido e a temperatura externa diminui com o tempo, enquanto a resistência térmica total aumenta ao longo do tempo, explicando a queda da taxa de transferência de calor com o tempo.

No reservatório térmico com revestimento, a resistência térmica é cerca de 10 vezes maior do que no reservatório sem revestimento o que faz com que o valor da taxa de transferência inicial de calor seja 7,5 vezes maior no reservatório sem revestimento, apesar da temperatura inicial do reservatório com revestimento ter sido cerca de 10% maior (Figuras 4.5 e 4.6).

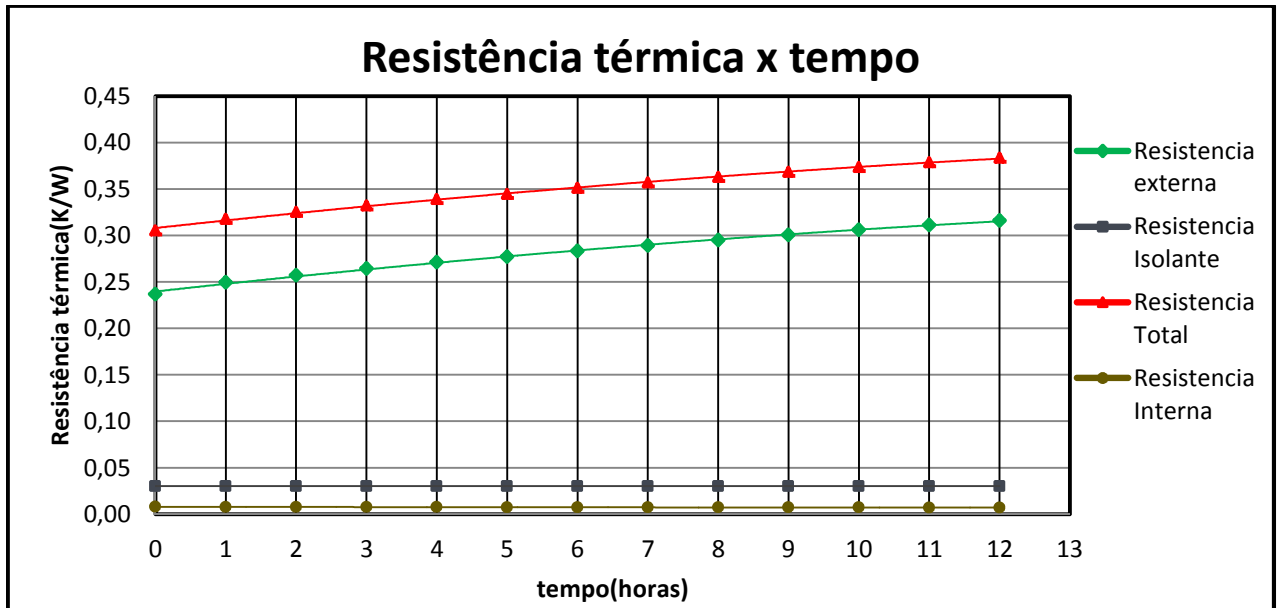


Figura 4.3 : Variação das resistências térmica do reservatório sem revestimento (GOMES, 2013).

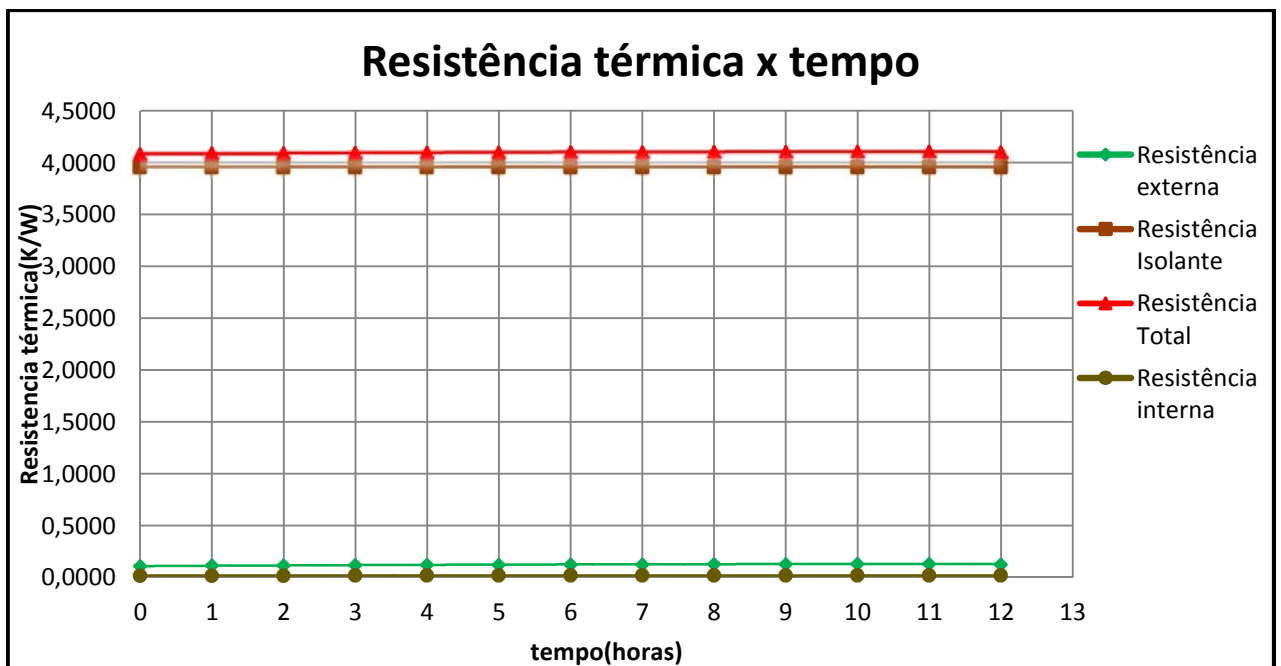


Figura 4.4 : Variação das resistências térmica do reservatório com revestimento (GOMES, 2013).

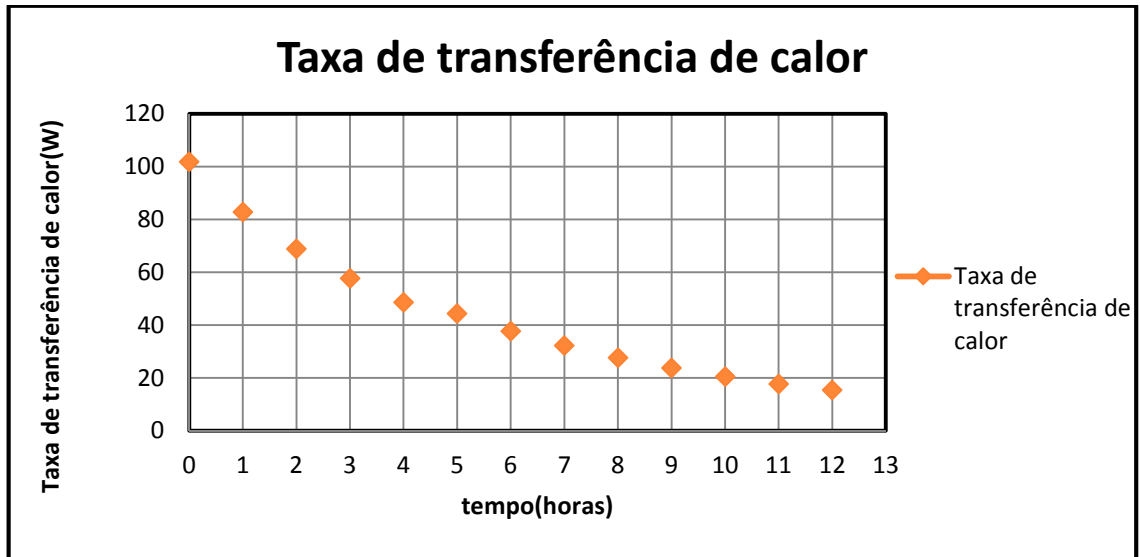


Figura 4.5: Taxa de transferência de calor do reservatório térmico sem revestimento (GOMES, 2013).

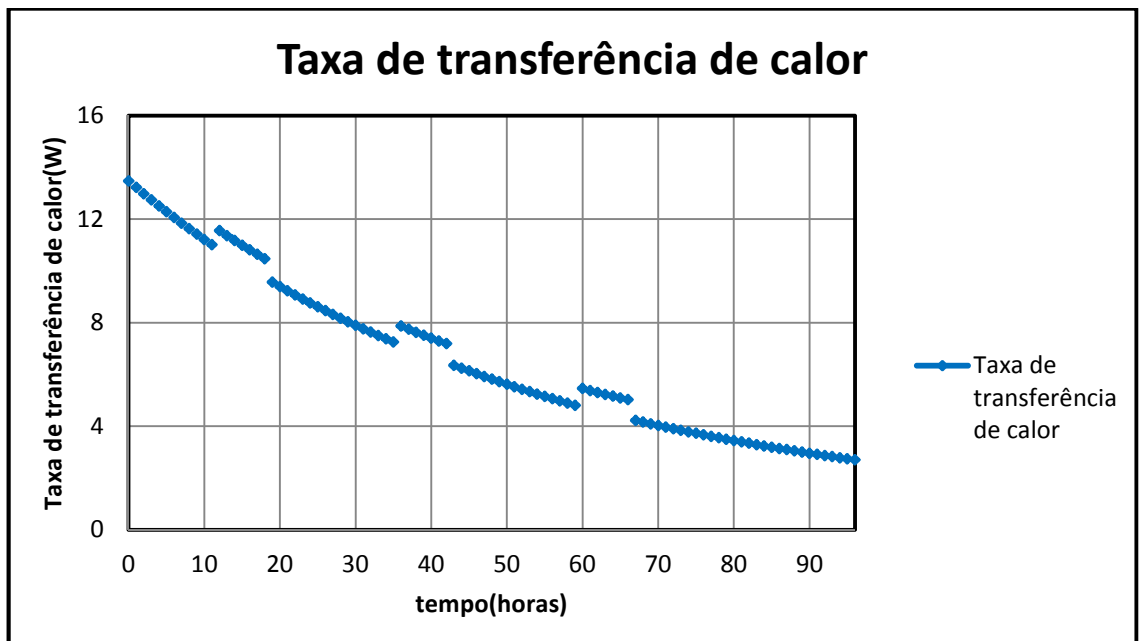


Figura 4.6: Taxa de transferência de calor do reservatório térmico com revestimento (GOMES, 2013).

4.3.3 Variação da temperatura interna do fluido

As Figuras 4.7 e 4.8 mostram a variação da temperatura em função do tempo para ambos os reservatórios estudados. Como a variação de temperatura é proporcional à taxa de

transferência de calor, pode-se observar que a queda de temperatura em relação ao tempo no reservatório sem revestimento foi mais acentuada do que no reservatório revestido de poliuretano.

A resistência térmica tende a aumentar com o tempo - como discutido no item 4.3.1- enquanto a diferença entre a temperatura do fluido e a temperatura externa tende a diminuir, fazendo com que a queda de temperatura diminua também com o tempo.

4.3.4 Comparação entre resultados teóricos e experimentais

Nas figuras 4.9 e 4.10 são apresentados os gráficos das curvas de temperatura do fluido teórica e experimental e a oscilação da temperatura externa em função do tempo para os reservatórios sem e com revestimento, respectivamente.

Os valores teóricos da queda de temperatura interna do fluido são os mesmos mostrados nos gráficos 4.7 e 4.8.

As curvas experimentais da queda de temperatura do fluido foram obtidas segundo procedimento experimental descrito nos itens 3.2 e 3.3.

Pode-se observar que tanto para o reservatório sem revestimento quanto com revestimento as curvas teóricas e experimentais tiveram um comportamento semelhante. Os dados teóricos em ambos os casos foram mais conservadores do que os resultados experimentais obtidos.

Nas Figuras 4.9 e 4.10 são também mostradas as variações das temperaturas externas ao longo do experimento. Estas variações de temperatura foram utilizadas nos cálculos teóricos a fim de refinar os valores encontrados e diminuir uma possível fonte de erro.

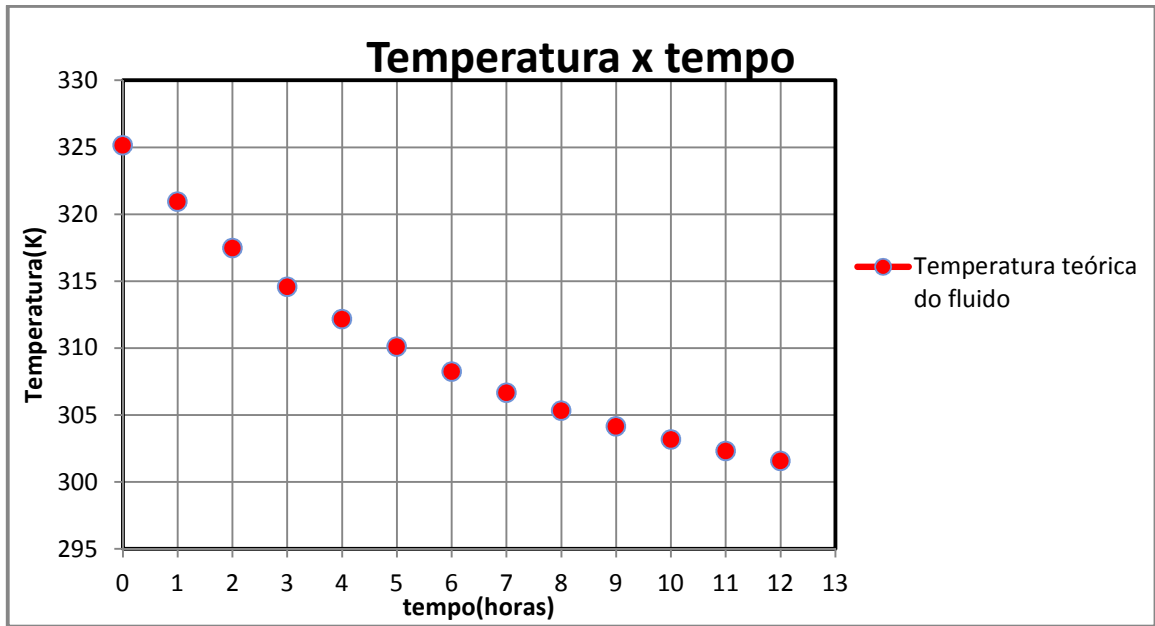


Figura 4.7-Varição da temperatura interna com o tempo em um reservatório sem revestimento (GOMES, 2013).

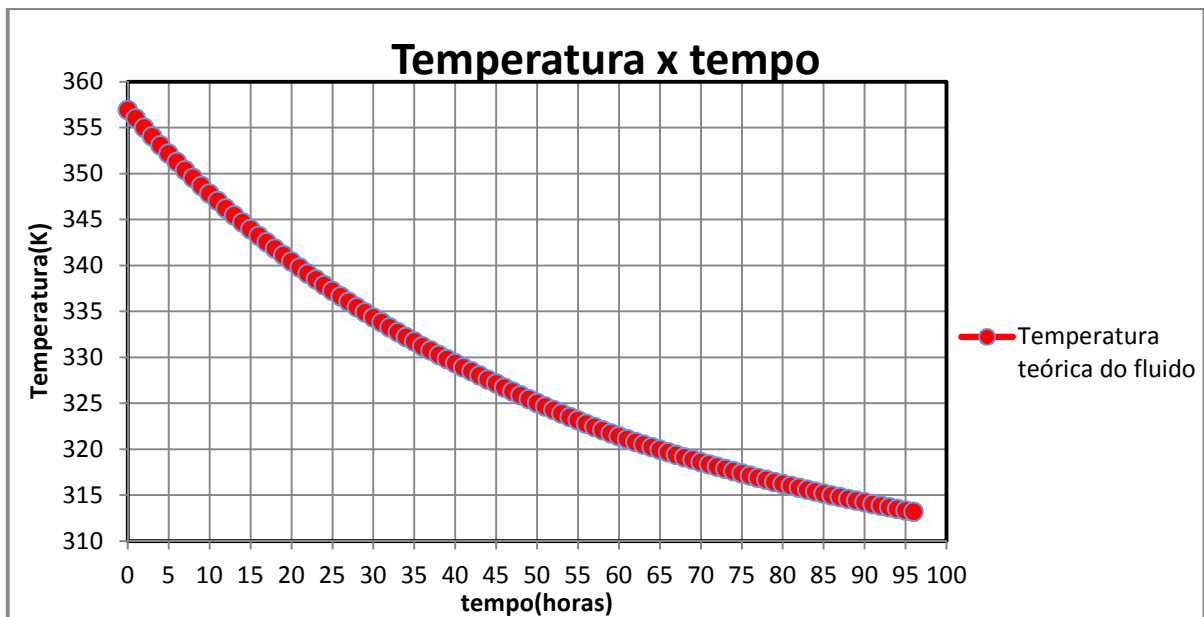


Figura 4.8 -Varição da temperatura interna com o tempo em um reservatório com revestimento (GOMES, 2013).

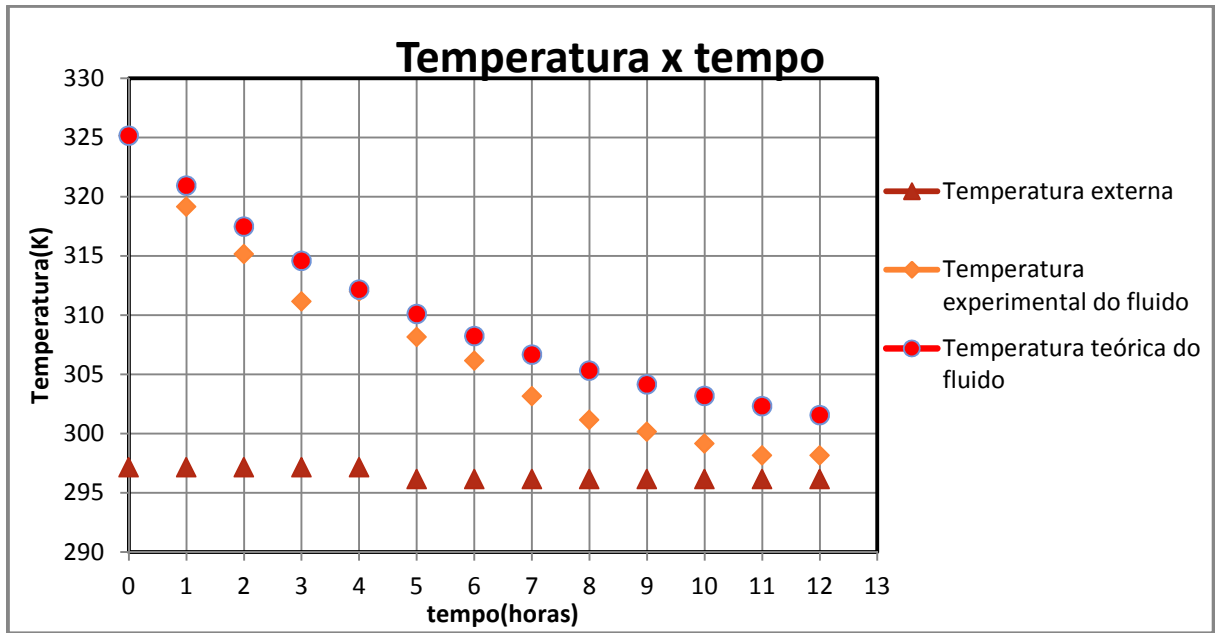


Figura 4.9: Temperaturas teórica , experimental, temperatura externa do reservatório térmico de 20 litros sem revestimento (GOMES, 2013).

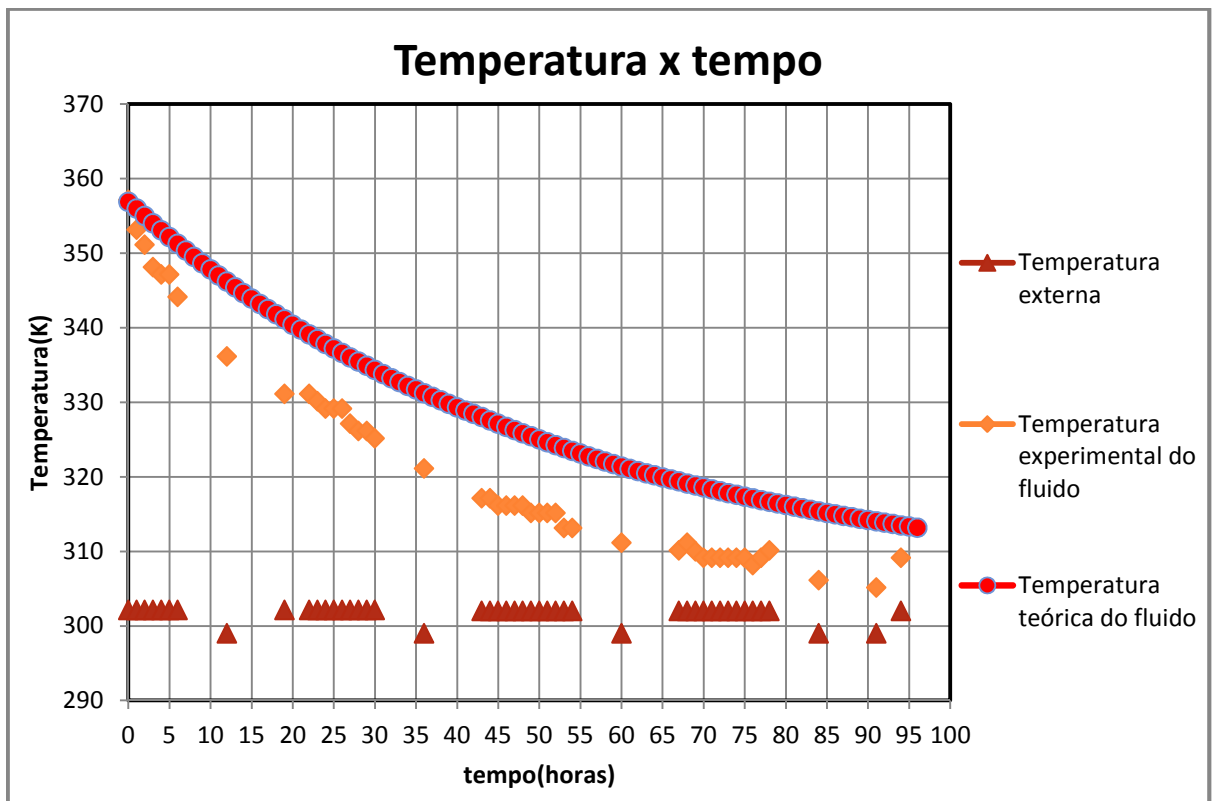


Figura 4.10: Temperaturas teórica e experimental, temperatura externa do reservatório térmico de 20 litros com revestimento(GOMES, 2013).

Os valores dos erros entre os cálculos teóricos e experimentais são mostrados nas Figuras 4.11 e 4.12 para os reservatórios sem e com revestimento. A partir dos valores mostrados na Figura 4.11, pode ser observado um erro máximo de 1,4% entre os valores calculados e medidos da queda da temperatura para o reservatório sem revestimento. Para o reservatório com revestimento, os erros foram maiores do que os encontrados para o reservatório sem revestimento. Estes erros variaram de zero a 2% nas primeiras dez horas de experimentos, alcançaram um patamar próximo a 3,5% no meio do experimento e voltando a diminuir no fim do mesmo. É preciso ressaltar que com a adição do poliuretano e outros revestimentos, a sofisticação do sistema aumenta e, conseqüentemente, incertezas são adicionadas, principalmente nos parâmetros que alimentam as equações teóricas. Contudo, apesar desses erros terem sido maiores no reservatório com revestimento, pode-se concluir que os procedimentos teóricos empregados aqui conseguiram descrever o experimento proposto.

4.3.5 Possíveis fontes de erros teóricos e experimentais

Apesar dos erros terem sido abaixo de 3,5 %, em todos os dois experimentos, é necessário ressaltar aqui as diversas possibilidades de fontes de imprecisão, tanto nas considerações teóricas como experimentais.

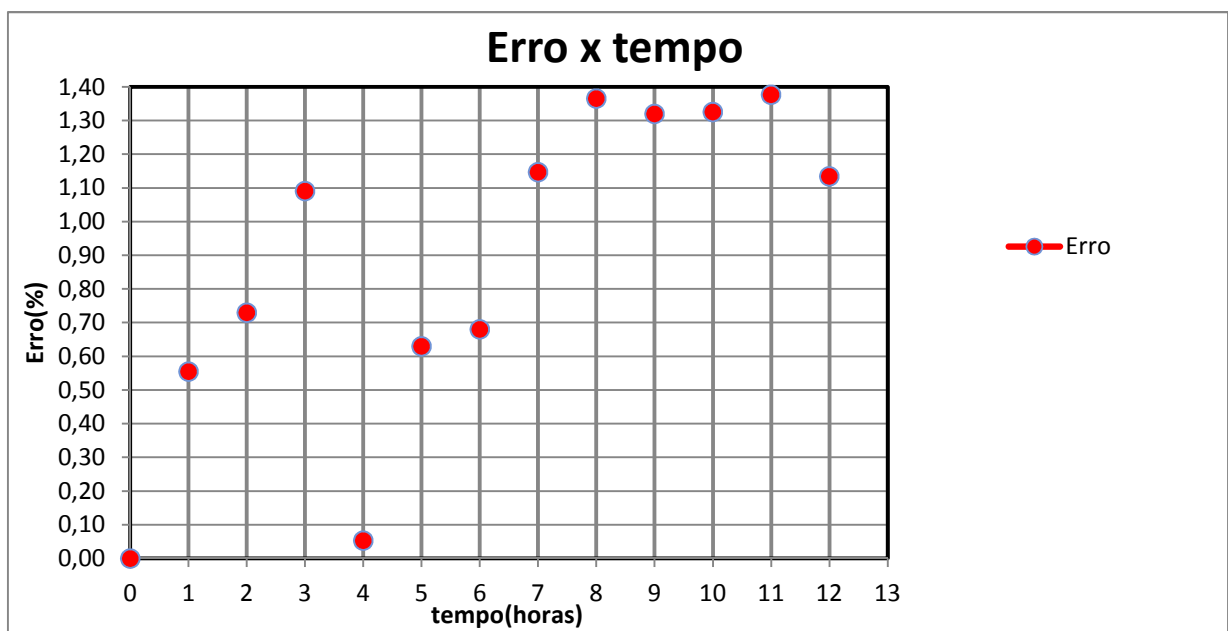


Figura 4.11: Erro entre as temperaturas experimental e teórica de um reservatório térmico de 20 litros sem revestimento (GOMES, 2013).

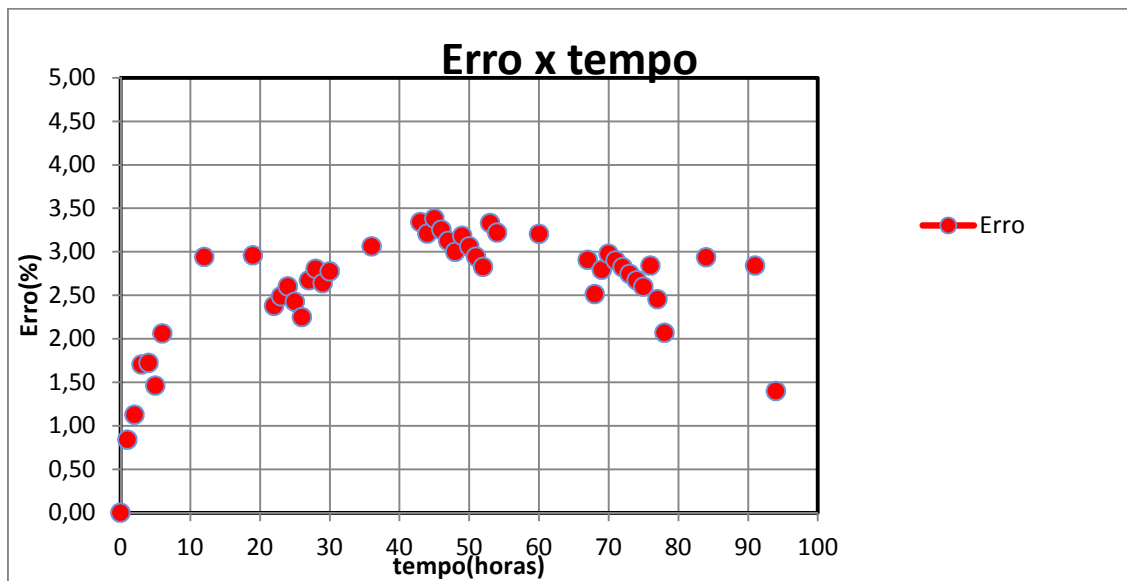


Figura 4.12: Erro entre as temperaturas experimental e teórica de um reservatório térmico de 20 litros com revestimento de poliuretano (GOMES, 2013).

Como possíveis fontes de erros teóricos, pode-se citar:

- a) A geometria adotada do poliuretano foi considerada uniforme e cilíndrica, mas, como pode ser observado na figura 3.5, isto de fato não ocorreu;
- b) Valores do calor específico, massa e volume adotados apresentam diferença dos valores reais;
- c) Não uniformidade completa da temperatura interior do fluido. Para que o fluido interno fosse considerado de temperatura homogênea, o reservatório foi balançado a cada medida, misturando os pontos de alta temperatura do fluido com os pontos de baixa temperatura. Procurou-se, com esse procedimento, uma troca de calor, fazendo com que o fluido pudesse atingir homogeneidade térmica. No entanto, essa homogeneidade do fluido é difícil de ser obtida, criando uma pequena estratificação de temperatura que não foi mensurada e aplicada na execução de cálculos;
- d) As variações de temperatura externa ao reservatório não observadas nos intervalos de medição;
- e) Possíveis diferenças entre a condutividade térmica adotada pelo poliuretano e seu valor real;
- f) Não foi considerado o ar parado entre o plástico e a espuma expansiva de poliuretano para o cálculo da resistência térmica do reservatório com revestimento;

- g) Não foi considerado que, ao movimentar o reservatório, os valores das resistências internas e externa são alterados;
- h) Incremento de tempo escolhido. Quanto maior o incremento, maior o erro inserido na curva teórica.

Como possíveis fontes de erros experimentais, pode-se citar:

- a) Imprecisões nos aparelhos de medida (termômetro);
- b) Temperatura medida apenas no centro do reservatório não captando possível estratificação da temperatura;
- c) Possíveis variações de temperatura ocorridas no intervalo das medições.

É possível, contudo, que determinados erros tenham sinais contrários em sua influência, ou seja, imprecisões para mais ou para menos, fazendo com que esses erros possam se compensar trazendo a aproximação entre os valores dos resultados experimentais encontrados neste trabalho.

4.3.6 Dispersão do erro entre dados experimentais e teóricos

Como mostram os gráficos das Figuras 4.11 e 4.12, os erros entre os valores experimentais e teóricos apresentam maior dispersão no reservatório sem revestimento.

Conforme visto no item 4.3.1, a resistência externa é mais significativas no cálculo da resistência total do reservatório térmico sem revestimento do que no reservatório com revestimento. A operação manual de homogeneização do líquido afeta a resistência externa, através do mecanismo de convecção. Com isso, é esperado mais espalhamento nos resultados do primeiro experimento do que o segundo experimento.

4.3.7 Análise da escolha do incremento de tempo

Em geral, a precisão numérica aumenta com a redução do Δt , que, por sua vez, causa acréscimo no tempo de computação. Nesse caso, é possível notar nos gráficos mostrados nas

Figuras 4.13 e 4.14, que os resultados para Δt de 10 a 3600s são próximos, não chegando a 5 K e 2 K de diferença para o reservatório com revestimento e sem revestimento, respectivamente. O intervalo de 600s é suficiente para representar o comportamento dinâmico da temperatura, porém, caso seja utilizado um incremento de tempo menor, o erro inserido na curva teórica devido ao incremento de tempo também será menor.

4.3.8 Influência do volume do tanque

Um dos fatores que influenciou no erro é a não uniformidade completa do fluido. Ao aumentar o volume do tanque, aumenta possivelmente o grau de estratificação das camadas do fluido, tornando mais difícil a homogeneização e aumentando o erro entre os valores experimentais e teóricos.

Além disso, fatores como a convecção interna e externa estão sujeitos a maiores erros, tendo em vista que haverá aumento das dimensões das superfícies interna e externa.

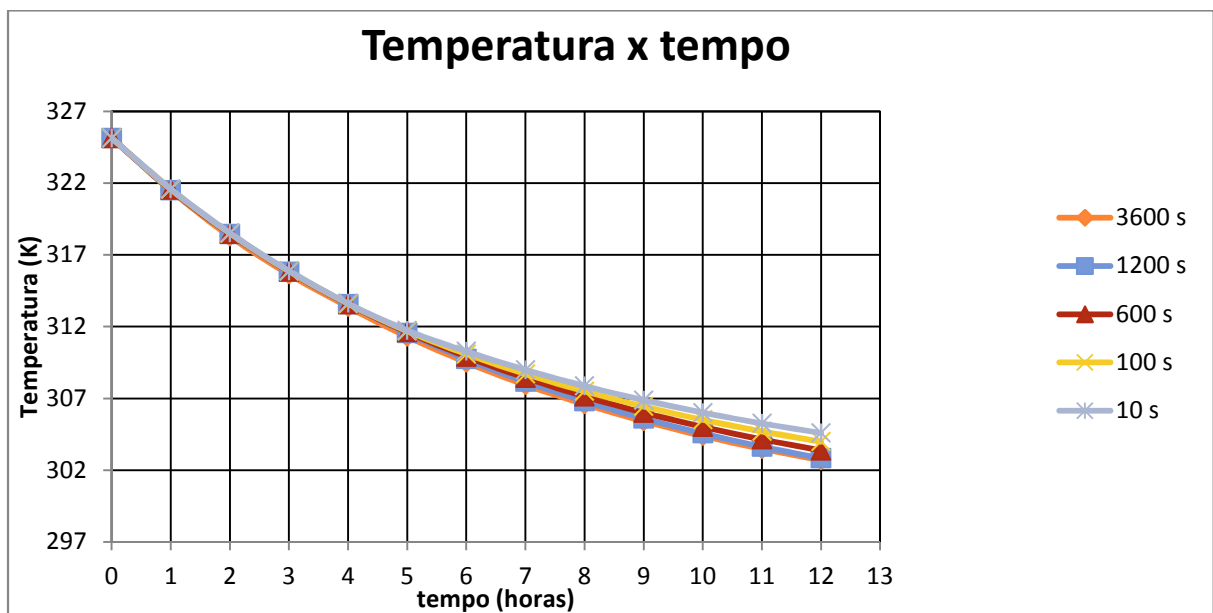


Figura 4.13: Temperaturas teórica, experimental do reservatório térmico de 20 litros sem revestimento com diversos incrementos de tempo(GOMES, 2013).

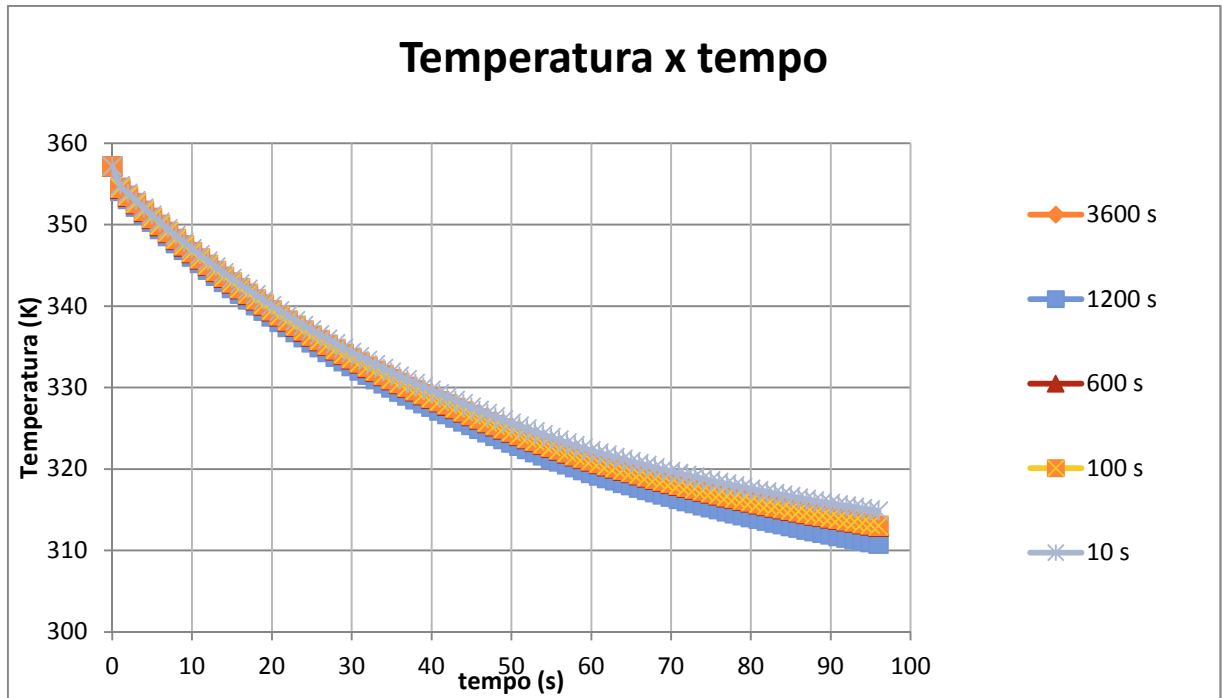


Figura 4.14: Temperaturas teórica, experimental do reservatório térmico de 20 litros com revestimento com diversos incrementos de tempo (GOMES, 2013).

5 CONCLUSÕES

Foi apresentado neste trabalho um roteiro de cálculo para equacionar a perda de calor em função do tempo. Os resultados teóricos obtidos através do roteiro de cálculo proposto e os resultados experimentais ficaram muito próximos. As diferenças entre os resultados teóricos e experimentais encontrados foram de no máximo 3,5%, mostrando a eficiência nas considerações teóricas adotadas neste trabalho.

No reservatório térmico com revestimento de poliuretano, a resistência térmica ou a oposição ao fluxo de calor é cerca de 10 vezes maior do que no reservatório sem esse revestimento, o que fez com que o valor da taxa de transferência inicial de calor fosse 7,5 vezes maior no reservatório sem revestimento, significando uma diminuição inicial de cerca de 87% na perda de calor no reservatório de poliuretano.

REFERÊNCIAS

- BEJAN, Adrian.1996, **Transferência de Calor**. 1. Ed. São Paulo: E. Blucher, 1996.
- BURMEISTER, Louis C. 1993, **Convection Heat Transfer**.2. ed. New York : John Wiley, 1993.
- FOX, W. R., McDONALD, T. A., **Introdução a Mecânica dos Fluidos** .4. Ed. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan, 1998.
- HOLMAN, J. P. **Transferência de calor**. 6. ed. São Paulo: MCGraw-Hill do Brasil, 1983.
- HOLLANDS, K. G. T., LIGHSTONE, M. F. A Review of Low- Flow, Stratified Tank Solar Water Heatin Systems”. Solar Energy, vol 43, pp. 97 – 105, 1989.
- INCROPERA, F.P., WITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 4. ed. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan, 1998.
- KREITH F., BOHN S.M. **Princípios da Transferência de Calor**. 6. Ed Pacific Grove : Brooks/Cole, 2001.
- OLIVESKI R. C., VIELMO H.A., KRENZINGER, A, **Ánalise Numérica e Experimental dos Campos de Temperatura e Velocidade em Armazenadores Térmicos**. 2000. 137 f.Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia da Universidade do Rio Grande do Sul, Universidade do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2000.
- SAVICKI D. L. ,VIELMO H.A., KRENZINGER, A. **Ánalise Tridimensional e Investigação do Comportamento Térmico e Hidrodinâmico de Reservatórios Cilíndricos Térmicos**.2007. 197 f.Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia da Universidade do Rio Grande do Sul, Universidade do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2007.
- TIPLER P.A.,**Eletricidade, e magnetismo, ótica**.4. Worth Publishers Inc , 1999.
- YUNUS A. C. ,MOURA L. F . M. , ISMAIL K. A. R.**Transferência de calor e massa : uma abordagem prática**. 3. ed. São Paulo: MCGraw-Hill do Brasil, 2009.

ANEXO A - Propriedades do ar a 1atm de pressão(INCROPERA;WITH, 1998).

Propriedade do ar a 1atm de pressão							
Temp.	Condutividade Térmica	Viscosidade cinemática	Número de Prandtl	Temp.	Condutividade Térmica	Viscosidade cinemática	Número de Prandtl
T °C	k _f W/m.K	v m ² / s	Pr	T °C	k _f W/m.K	v m ² / s	Pr
-150	0,01171	3,013 x 10 ⁻⁶	0,7246	90	0,03024	2,201 x 10 ⁻⁵	0,7132
-100	0,01582	5,837 x 10 ⁻⁶	0,7263	100	0,03095	2,305 x 10 ⁻⁵	0,7111
-50	0,01979	9,319 x 10 ⁻⁶	0,744	120	0,03235	2,522 x 10 ⁻⁵	0,7073
-40	0,02057	1,008 x 10 ⁻⁵	0,7436	140	0,03374	2,745 x 10 ⁻⁵	0,7041
-30	0,02134	1,087 x 10 ⁻⁵	0,7425	160	0,03511	2,975 x 10 ⁻⁵	0,7014
-20	0,02211	1,169 x 10 ⁻⁵	0,7408	180	0,03646	3,212 x 10 ⁻⁵	0,6992
-10	0,02288	1,252 x 10 ⁻⁵	0,7387	200	0,03779	3,455 x 10 ⁻⁵	0,6974
0	0,02364	1,338 x 10 ⁻⁵	0,7362	250	0,04104	4,091 x 10 ⁻⁵	0,6946
5	0,02401	1,382 x 10 ⁻⁵	0,735	300	0,04418	4,765 x 10 ⁻⁵	0,6935
10	0,02439	1,426 x 10 ⁻⁵	0,7336	350	0,04721	5,475 x 10 ⁻⁵	0,6937
15	0,02476	1,470 x 10 ⁻⁵	0,7323	400	0,05015	6,219 x 10 ⁻⁵	0,6948
20	0,02514	1,516 x 10 ⁻⁵	0,7309	450	0,05298	6,997 x 10 ⁻⁵	0,6965
25	0,02551	1,562 x 10 ⁻⁵	0,7296	500	0,05572	7,806 x 10 ⁻⁵	0,6986
30	0,02588	1,608 x 10 ⁻⁵	0,7282	600	0,06091	9,515 x 10 ⁻⁵	0,7037
35	0,02625	1,655 x 10 ⁻⁵	0,7268	700	0,06581	1,133 x 10 ⁻⁴	0,7092
40	0,02662	1,702 x 10 ⁻⁵	0,7255	800	0,07037	1,326 x 10 ⁻⁴	0,7149
45	0,02699	1,750 x 10 ⁻⁵	0,7241	900	0,07465	1,529 x 10 ⁻⁴	0,7206
50	0,02735	1,798 x 10 ⁻⁵	0,7228	1000	0,07868	1,741 x 10 ⁻⁴	0,726
60	0,02808	1,896 x 10 ⁻⁵	0,7102	1500	0,09598	2,922 x 10 ⁻⁴	0,7478
70	0,02881	1,995 x 10 ⁻⁵	0,7177	2000	0,11113	4,270 x 10 ⁻⁴	0,7539
80	0,02951	2,097 x 10 ⁻⁵	0,7154				

ANEXO B- Emissividade dos materiais mais habituais (FLUKE CORPORATION, 2013).

Valores de emissividade para materiais mais habituais.					
Material	Emissividade	Material	Emissividade	Material	Emissividade
Alumínio, polido	0,05	Esmalte **	0,9	Tinta, óleo, média	0,94
Alumínio, superfície rugosa	0,07	Fórmica	0,93	Papel, preto, brilhante	0,9
Alumínio, fortemente oxidado	0,25	Solo gelado	0,93	Papel, preto, baço	0,94
Placa de amianto	0,96	Vidro	0,92	Papel, branco	0,9
Tecido de amianto	0,78	Vidro, gelado	0,96	Platina, pura, polida	0,08
Papel de amianto	0,94	Ouro, polido	0,02	Porcelana, vidrada	0,92
Ardósia de amianto	0,96	Gelo	0,97	Quartzo	0,93
Latão, baço, embaciado	0,22	Ferro, laminado a quente	0,77	Botracha	0,93
Latão, polido	0,03	Ferro, oxidado	0,74	Goma-laca, preta, baça	0,91
Tijolo, comum	0,85	Ferro, chapa galvanizada, polido	0,23	Goma-laca, preta,	0,82
Tijolo, acetinado, rugoso	0,85	Ferro, chapa, galvanizado, oxidado	0,28	Neve	0,8
Tijolo, refractário, rugoso	0,94	Ferro, brilhante, gravado	0,16	Aço, galvanizado	0,28
Bronze, poroso, rugoso	0,55	Ferro, forjado, polido	0,28	Aço, fortemente oxidado	0,88
Bronze, polido	0,1	Laca, baquelite	0,93	Aço, laminado a frio	0,24
Carbono, purificado	0,8	Laca, baquelite	0,93	Aço, superfície rugosa	0,96
Ferro fundido, fundição rugosa	0,81	Laca, preta, baça	0,97	Aço, vermelho	0,69
Ferro fundido, polido	0,21	Laca, preta, brilhante	0,87	Aço, placa, com	0,11
Carvão, em pó	0,96	Laca, branca	0,87	Aço, placa, laminado	0,56
Crômio, polido	0,1	Fuligem	0,96	Papel alcatroado	0,92
Argila, à chama	0,91	Chumbo, cinzento	0,28	Estanho, polido	0,05
Betão	0,54	Chumbo, oxidado	0,63	Tungstênio	0,05
Cobre, polido	0,01	Chumbo, vermelho, em pó	0,93	Água	0,98
Cobre, polido comercial	0,07	Chumbo, brilhante	0,08	Zinco, placa	0,2
Cobre, oxidado	0,65	Mercurio, puro	0,1		
Cobre, oxidado a preto	0,88	Níquel, em ferro fundido	0,05		
Fita isoladora, plástico preto	0,95	Níquel, puro polido	0,05		