



**UNESP – UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA  
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"  
FACULDADE DE ENGENHARIA**



**ANDRÉ ISSAO SATO**

**ANÁLISE NUMÉRICA DE UM  
COLETOR SOLAR DE TUBO EVACUADO**

**BAURU - SP  
2012**



**UNESP – UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA  
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"  
FACULDADE DE ENGENHARIA**



**ANDRÉ ISSAO SATO**

**ANÁLISE NUMÉRICA DE UM  
COLETOR SOLAR DE TUBO EVACUADO**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia da UNESP - Campus de Bauru, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

**ORIENTADOR: PROF. DR. VICENTE LUIZ SCALON**

**BAURU - SP  
2012**

Sato, André Issao.

Análise numérica de um coletor solar de tubo  
evacuado / André Issao Sato, 2012

79 f.

Orientador: Vicente Luiz Scalon

Dissertação (Mestrado)-Universidade Estadual  
Paulista. Faculdade de Engenharia, Bauru, 2012

1. Análise numérica. 2. Fluidodinâmica  
computacional. 3. Coletor solar. 3. Tubo evacuado. I.  
Universidade Estadual Paulista. Faculdade de  
Engenharia. II. Título.

**ATA DA DEFESA PÚBLICA DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO DE ANDRÉ ISSAO SATO, DISCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DO(A) FACULDADE DE ENGENHARIA DE BAURU.**

Aos 19 dias do mês de dezembro do ano de 2012, às 10:00 horas, no(a) ANFITEATRO DA SEÇÃO TÉCNICA DE PÓS-GRADUAÇÃO DA FACULDADE DE ENGENHARIA DE BAURU, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa Pública, composta pelos seguintes membros: Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru - UNESP, Prof. Dr. CARLOS ALBERTO CARRASCO ALTEMANI do(a) Departamento de Energia / Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP, Prof. Dr. ALCIDES PADILHA do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru - UNESP, sob a presidência do primeiro, a fim de proceder a arguição pública da DISSERTAÇÃO DE MESTRADO de ANDRÉ ISSAO SATO, intitulado "ANÁLISE NUMÉRICA DE UM COLETOR SOLAR DE TUBO EVACUADO". Após a exposição, o discente foi arguido oralmente pelos membros da Comissão Examinadora, tendo recebido o conceito final: ~~APROVADO~~ Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que, após lida e aprovada, foi assinada pelos membros da Comissão Examinadora.

Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON 

Prof. Dr. CARLOS ALBERTO CARRASCO ALTEMANI 

  
Prof. Dr. ALCIDES PADILHA

"Se vi mais longe, foi por estar sobre os ombros de gigantes."  
(Isaac Newton)

## AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus pais, Yuhiko Nakano Sato e Hisayoshi Sato por me ensinarem as maiores virtudes de um ser humano: ética e respeito.

Ao meu orientador Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon pela amizade, apoio, incentivo e por importantes ensinamentos, tanto científico quanto pessoais.

Aos meus amigos de estudos e discussões pela amizade cultivada durante a realização do presente trabalho.

À todos os funcionários da Faculdade de Engenharia de Bauru que auxiliaram no desenvolvimento e execução dos experimentos.

À CAPES, pelo apoio financeiro.

Sato, A. I, **Análise Numérica de um coletor solar de tubo evacuado**. 2012. 82 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2012.

## RESUMO

A utilização de coletores solares – seja para aquecimento de água, produção de energia elétrica, calefação de ambientes ou ainda alimentando sistemas de refrigeração – apresenta uma forte tendência de expansão. As principais razões para isto são que fontes de energias renováveis possuem baixo impacto ambiental além do fato que estes sistemas estão se tornando financeiramente acessíveis. A pesquisa científica neste campo tem acompanhado tal expansão e o coletor solar com tubos evacuados destaca-se como um importante foco de estudos. Projetos deste tipo caracterizam-se pelo seu peculiar processo de fabricação e a sua reduzida perda térmica para o ambiente, aumentando a sua eficiência, principalmente nas regiões frias. Quanto à análise dos fenômenos físicos presentes na operação deste equipamento, devem ser considerados os conceitos inerentes a todos os coletores, como: os mecanismos de captação de radiação solar, convecção natural, condução e os perfis de velocidades e temperaturas ao longo do sistema. Com isto, diversos estudos foram publicados para obter a representação da estratificação do fluido no interior dos tubos e do reservatório, assim como para a modelagem analítica do problema de fluxo de calor. Este trabalho propõe o estudo de aquecedores solares com tubos evacuados, suas características de operação e parâmetros operacionais. Para o desenvolvimento desta pesquisa, utilizou-se uma ferramenta computacional auxiliar – neste caso, um software para fluidodinâmica computacional (na sigla em inglês, CFD).

**PALAVRAS-CHAVE:** Análise numérica, fluidodinâmica computacional, coletor solar, tubos evacuados.

Sato, A. I, **Numerical analysis of a evacuated tube solar collector**. 2012. 82 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Bauru, 2012.

## **ABSTRACT**

The solar collectors usage - whether for water heating, electricity production, ambient heating or associated as heat source in cooling systems - has a strong expansion in studies and investments. The main reasons for this are that renewable energy sources have low environmental impact and the fact that these systems are becoming economic reliable. Researches in this field followed such expansion and the evacuated tube solar collector system stands as an important study focus. Such designs are characterized by their peculiar manufacturing process and its reduced heat loss to the ambient, which increases its thermal efficiency (especially in cold regions). The physical phenomena presented in the operation of this equipment is usually analyzed considering the concepts inherent to all collectors, such as concepts coupled to solar radiation receiving, natural convection heat transfer, conduction through glass thickness, and velocity and temperature profiles in the system. Numerous studies were published to represent the fluid stratification inside the tubes and the storage tank, as well as the analytical modeling of the fluid thermal problem. The objectives of this paper were the study of a solar heater with evacuated tube, regarding the operating characteristics and operational parameters. For this reason, a computational fluidynamics (CFD) was used.

**KEYWORDS:** Numerical analysis, computational fluidynamics, solar collector, evacuated tubes.



## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS .....	5
LISTA DE TABELAS .....	7
NOMENCLATURA .....	8
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....	10
1.1 Coletor solar de tubos evacuados .....	12
1.2 Efeito termossifão .....	16
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	18
CAPÍTULO 3 – JUSTIFICATIVA E OBJETIVO .....	31
CAPÍTULO 4 - METODOLOGIA .....	33
4.1 Método de Volumes Finitos .....	33
4.2 Etapas para solução numérica .....	38
4.3 Qualidade da malha .....	40
4.4 Modelos numéricos .....	41
4.5 Condições de contorno .....	47
CAPÍTULO 5 - RESULTADOS .....	49
5.1 Validação dos modelos.....	50
5.2 Modelo permanente .....	52
5.3 Modelo transiente .....	58
5.4 Modelo modificado .....	67
CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES .....	72
REFERÊNCIAS .....	74

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Coletor solar de tubos evacuados com tubo quente.....	14
Figura 2: Utilização de coletores solares de tubos evacuados. ....	15
Figura 3: Coletor solar de tubos evacuados com circulação forçada. ....	16
Figura 4: Efeito termossifão. ....	17
Figura 5: Efeito termossifão em um coletor de placa plana.....	17
Figura 6: Esquemático de um coletor solar de tubos evacuados .....	18
Figura 7: Aparato experimental para validar a simulação.....	20
Figura 8: Perfis da velocidade para diferentes parâmetros. ....	22
Figura 9: Modelo teórico do termossifão em um tubo evacuado. ....	23
Figura 10: Coletor solar com instalação vertical. ....	25
Figura 11: Coletor solar de instalação horizontal. ....	26
Figura 12: Modelo numérico do coletor.....	27
Figura 13: Tubo evacuado com superfície absorvedora. ....	28
Figura 14: Elementos de uma malha. ....	35
Figura 15: Elemento. ....	37
Figura 16: Etapas para a solução numérica.....	40
Figura 17: Elemento hexagonal.....	41
Figura 18: Esquema de um coletor e o modelo tanque e tubo. ....	42
Figura 19: Modelo do tanque mais tubo.....	43
Figura 20: Influência do escorregamento no carregamento térmico do tanque. .....	43
Figura 21: Modelo do tubo.....	44
Figura 22: Seção transversal do tubo.....	46
Figura 23: Conexão entre tanque e tubo. ....	46
Figura 24 - Modelo do tanque mais tubo. ....	48
Figura 25 - Modelo do tubo. ....	49
Figura 26: Perfis de velocidades e temperaturas. ....	50
Figura 27: Perfis de velocidades com inclinação de 45°. ....	50
Figura 28: Perfis de temperaturas com inclinação de 45°. ....	51
Figura 29: Perfis de velocidades ao longo do tubo com inclinação de 30°. ....	52
Figura 30: Seções transversais do tubo com inclinação de 30° e fluxo de calor de 500 W/m <sup>2</sup> . ....	53

Figura 31: Perfis de velocidades em um tubo com 30° de inclinação .....	53
Figura 32: Vazões mássicas ao longo do comprimento do tubo. ....	54
Figura 33: Região de recirculação .....	55
Figura 34: Frentes de escoamento. ....	55
Figura 35: Locais de medições.....	56
Figura 36: Perfis de temperaturas com inclinação de 30°. ....	56
Figura 37: Perfis de velocidades com inclinação de 30°. ....	57
Figura 38: Perfis de velocidades com inclinação de 60°. ....	57
Figura 39: Perfis de temperaturas com inclinação de 60°. ....	58
Figura 40: Carregamento do tanque para 45° e decorridos 400 segundos. ....	59
Figura 41: Recirculação no interior do tanque. ....	60
Figura 42: Perfis de velocidades ao longo do tubo. ....	60
Figura 43: Perfis de velocidades rebatidos para o eixo x, em coletor com 45° e 400 segundos de funcionamento. ....	61
Figura 44: Perfis reais de velocidades .....	61
Figura 45: Local de medição das temperaturas. Carregamento para inclinação de 45° e 1200 segundos. ....	62
Figura 46: Carregamento térmico do tanque para inclinação de 45°. ....	63
Figura 47: Carregamento térmico do tanque para inclinação de 30°. ....	64
Figura 48: Carregamento térmico do tanque para inclinação de 60°. ....	64
Figura 49: Efeito transiente no tanque armazenador. ....	65
Figura 50: Região de estagnação para inclinação de 30° e 3600 s. ....	66
Figura 51: Região de estagnação para inclinação de 45° e 3600 s. ....	66
Figura 52: Modelo modificado.....	68
Figura 53 - Distribuição de temperaturas para a inclinação de 30° no modelo modificado com: (a) 250 W/m <sup>2</sup> , (b) 500 W/m <sup>2</sup> e (c) 750 W/m <sup>2</sup> . ....	69
Figura 54: Comportamento transiente dos coletores. ....	70
Figura 55: Carregamento térmico do tanque para inclinação de 30° no modelo modificado.....	71
Figura 56: Carregamento térmico do tanque para inclinação de 45° no modelo modificado.....	71

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Características dos modelos. ....	44
Tabela 2: Propriedades da água. ....	45

## NOMENCLATURA

$c$	Calor específico [J/kg K]
$g$	Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$\mathbf{g}$	Vetor aceleração da gravidade
$K$	Condutividade térmica [W/m K]
$P$	Pressão [Pa]
$Q$	Distorção do elemento
$Q_V$	Termo de geração térmica no volume [W]
$\bar{Q}_V$	Termo de geração térmica médio no volume
$s$	Distância entre nós
$T$	Temperatura [K]
$T_0$	Temperatura inicial [K]
$T_{ref}$	Temperatura de referência [K]
$\mathbf{T}$	Campo de temperatura
$t$	Tempo [s]
$v$	Velocidade [m/s]
$\mathbf{v}$	Vetor velocidade
$V$	Volume [m <sup>3</sup> ]
$\beta$	Coeficiente de expansão térmica [1/K]
$\phi$	Dissipação viscosa [W]
$\mu$	Viscosidade dinâmica [Pa s]

$\mu_e$	Viscosidade dinâmica efetiva [Pa s]
$\rho$	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{ref}$	Massa específica na temperatura de referência [kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_0$	Massa específica inicial [kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$	Tensão de cisalhamento [N/m <sup>2</sup> ]
$\theta_{m\acute{a}x}$	Ângulo máximo [°]
$\theta_{ideal}$	Ângulo ideal [°]
$\nabla$	Operador gradiente
$\int_V dV$	Integral no volume de controle
$\int_S d\mathbf{n}$	Integral na superfície de controle
$\sum_{P.I.}$	Somatório nos Pontos de Integração
$d\mathbf{n}$	Vetor normal diferencial a área
$\Delta\mathbf{n}$	Vetor normal a área
$\mathbf{r}$	Vetor entre nó e P.I.

#### Subscritos

$P.I.$	Avaliado no ponto de integração
$x, y, z$	Avaliado nas coordenadas $x$ , $y$ ou $z$
nó	Avaliado no nó do elemento

## CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

Os desenvolvimentos mais importantes de tecnologias relacionadas à energia solar iniciaram-se ainda em meados do século XIX. Mas o homem já admirava e usufruía das utilidades que a radiação solar possui bem antes disso; utilizando para secar as roupas, preservar alimentos, aquecer suas casas e, indiretamente através da fotossíntese, cultivar seus alimentos. O fascínio atingia tal nível que alguns povos o idolatravam como um deus. E, embora muitos acreditem que a influência solar esteja apenas naquilo que recebe a sua luminosidade, a radiação solar tem um papel crucial em diversos processos ambientais. Sendo a maioria das fontes energéticas disponíveis ao homem derivadas, de alguma forma, do Sol (KREITH, 1983).

A disponibilidade de energia constitui uma questão crítica na economia dos países, uma vez que é indispensável na indústria, agricultura, comércio e residências; sendo que a necessidade de energia cresce constantemente e, com ela, intensifica-se a exploração de mais combustível. Para suprir o constante aumento da demanda, diversas fontes não renováveis e poluidoras são utilizadas e intensifica, assim, a degradação do meio ambiente. Por este motivo, fontes renováveis tornaram-se foco de estudos para substituir ou complementar a utilização de formas tradicionais de energia em algumas aplicações.

Cabe ressaltar, entretanto, que durante a segunda metade do século XX ocorreu uma forte expansão no uso dos combustíveis fósseis decorrente da descoberta de grandes jazidas de carvão e petróleo, e a redução dos custos de exploração e permitiram um crescimento econômico desenfreado; conseqüentemente, os avanços em energias renováveis, incluindo a energia solar, permaneceram limitados durante um longo período até a Crise do Petróleo. Na primeira metade da década de 1970, o aumento do preço do petróleo fez com que diversos países revisassem suas políticas energéticas, à medida que, segundo previsões da época, uma possível escassez de combustível tornava-se cada vez mais iminente. Este panorama favoreceu um

aumento no interesse em energia solar - além de outros componentes da matriz energética – proporcionando também um avanço no campo científico.

Porém, apenas nos últimos anos o interesse por fontes renováveis de energia adquiriu uma importância mundial decorrente da intensificação dos estudos relacionados às Mudanças Climáticas. Neste caso, a necessidade de formas mais limpas de energia não se limitava mais ao conceito econômico vinculado à escassez de petróleo, mas sim a graves problemas ambientais e de escala global.

A preocupação com os efeitos produzidos pelas transformações climáticas conduziu as Nações Unidas à criação do *Intergovernmental Panel of Climate Changes* (IPCC) – com o apoio de *United Nations Environment Programme* (UNEP) e *World Meteorological Organization* (WMO) – para buscar e avaliar pesquisas relacionadas às mudanças no clima do planeta.

Em 1990, o IPCC finalizou seu primeiro relatório, no qual abordava o fato das atividades humanas estarem contribuindo com o aquecimento global através da emissão de gases do efeito estufa (especialmente o dióxido de carbono que provém da queima de combustíveis fósseis) e lançava perspectivas preocupantes quanto aos prováveis efeitos do aquecimento global. Outros relatórios sucederam o anterior e buscaram abordar a influência que as transformações no clima do planeta teriam sobre a vida na Terra. Também procuraram abordar tópicos relacionados à busca de formas alternativas para a composição de matrizes energéticas, considerando seus custos, benefícios e possíveis ações que permitiriam suas implementações de maneira competitiva (SIMS ET AL., 2007).

Quanto à energia solar, sua principal utilização, no Brasil, está relacionada ao aquecimento da água, seja para o banho ou para o uso em cozinhas, através de equipamentos denominados coletores solar. Estes equipamentos absorvem parte da energia radiante proveniente do Sol e transferem por convecção ao fluido de trabalho (para a água no caso de



aquecimento direto ou outro fluido em aquecimento indireto). Possui baixo impacto ambiental, quando comparado aos combustíveis fósseis, além de influenciar favoravelmente nas áreas econômicas e sociais; pois seu uso permitiria uma redução considerável no consumo de energia elétrica que, em grande escala, poderia reduzir a demanda em matrizes energéticas convencionais e, além disto, permitiria o acesso à água aquecida mesmo em regiões sem rede elétrica (SIMS ET AL., 2007).

### **1.1 Coletor solar de tubos evacuados**

Dentre os tipos de coletores solares, o coletor solar de placa plana destaca-se pela sua ampla utilização em sistemas domésticos de aquecimento de água para banhos, lavagem de louça entre outros. Nestes dispositivos, a energia solar é captada e transferida à água que circula em tubos vinculados a uma placa absorvedora. A água, ao passar pelo coletor, aquece até a temperatura de utilização para, posteriormente, ser armazenada em um tanque. Estes dispositivos se utilizam ainda de artifícios para evitar a circulação reversa durante o período noturno, no qual ocorreria um resfriamento da água.

Contudo, outro tipo de coletor tem recebido grande atenção na atualidade, o coletor solar de tubos evacuados. Equipamentos cujo uso é recomendado para condições ambientais onde ocorre baixa incidência solar e o clima é mais frio. Além de possuírem características que reduzem problemas relacionados à perda de desempenho ou falha decorrente da condensação ou umedecimento de partes internas. Para tanto, a principal forma de isolamento térmico nestes sistemas se dá pela aplicação de um selo de vácuo no interstício de dois tubos concêntricos e, decorrente disto, uma baixa perda por convecção para o meio ambiente (KALOGIROU, 2009).

Estes sistemas captam radiação solar global e, quando comparados aos sistemas de coletores de placa plana, possuem maior eficiência para pequenos ângulos de incidência. Este efeito dá uma vantagem sobre os coletores de placa plana para a eficiência ao longo de todo o dia, pois em um cilindro

sempre haverá uma região recebendo radiação com baixo ângulo de incidência (KALOGIROU, 2009).

Os tubos evacuados podem ser classificados quanto à forma que ocorre a transferência de calor para aquecer a água (BUDIHARDJO, 2005):

- Tubo quente: possui uma superfície absorvedora de metal ou aleta instalado em um tubo evacuado, a superfície absorvedora está em contato com um tubo preenchido de um fluido de mudança de fase, que possui a extremidade quente imersa no tanque armazenador. A Figura 1 apresenta um esquema deste equipamento.
- Fluxo sobre absorvedor: utiliza geralmente, um sistema de tubo em U para permitir o aquecimento de água. Um tubo de metal é instalado no interior do tubo evacuado de vidro, dotado de aletas para aumentar a área de absorção de radiação, sendo responsável pela absorção e transferência de calor para o fluido de trabalho. As extremidades do tubo de metal são inseridas no tanque armazenador.
- Contato direto água-vidro ou água nos tubos: também conhecidos como tubo evacuado do tipo Dewar, possui a superfície absorvedora na parte externa do tubo de menor diâmetro (no interior do selo de vácuo). Sendo o calor proveniente da radiação, conduzido pela espessura do vidro e, então removido pelo fluido através do contato direto com o tubo interno.
- Coletor solar integrado: tubos evacuados de diâmetros maiores que 100 milímetros podem funcionar tanto como absorvedores como tanques armazenadores com isolamento por selo de vácuo. Para esta finalidade, tubos de 10 a 20 litros já foram desenvolvidos.

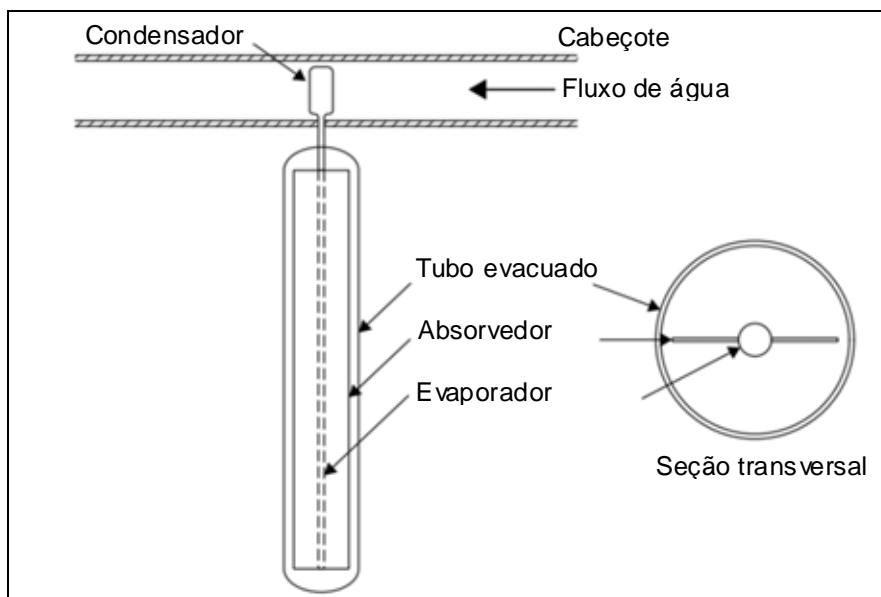


Figura 1: Coletor solar de tubos evacuados com tubo quente.  
(KALOGIROU, 2009)

Para os sistemas de aquecimento de água, o transporte da energia térmica pode ser através de um material de mudança de fase (sendo o usual, mudança de líquido para vapor) ou sistemas onde a água é aquecida diretamente pelo material absorvedor de radiação solar. Quanto ao primeiro caso, seu principal emprego está em regiões onde há risco de congelamento da água no interior do coletor e cabe observar que, para que ocorra a formação de gelo, não é necessário que o ambiente esteja na temperatura de solidificação da água; bastando apenas que a radiação perdida pelo coletor para o céu seja suficiente para reduzir a temperatura da água ao valor crítico. A formação de gelo no interior de coletores causa danos estruturais e resulta na falha do equipamento, mas o emprego de um material intermediário para troca de calor soluciona tal dificuldade (BUDIARDJO, 2005).

Em contrapartida, nas regiões onde o congelamento não é parâmetro crítico, os coletores denominados por "água nos tubos" (na designação em inglês, water-in-glass) podem ser empregados e constituem uma solução de custo menos elevado para produção em larga escala. Estes dispositivos são empregados de maneira intensa, principalmente na China, fato mostrado em um conjunto habitacional na Figura 2. O valor reduzido destes equipamentos está relacionado à sua simplicidade e baixo custo de produção quando

comparados aos demais sistemas de extração de calor, e a configuração de maior emprego destes coletores é a de tubos evacuados acoplados diretamente ao tanque armazenador (BUDI HARDJO, 2005).



Figura 2: Utilização de coletores solares de tubos evacuados. (BUDI HARDJO, 2005)

A transferência de calor no interior dos tubos evacuados ocorre por convecção natural e a circulação de água é decorrente do fenômeno conhecido como termossifão. Desta forma, os sistemas que se utilizam deste princípio não necessitam de bombeamento para a circulação de água no seu interior.

Estes coletores também podem trabalhar através de circulação forçada, onde as extremidades abertas dos tubos evacuados são conectadas em um cabeçote no qual água é bombeada. Estes equipamentos são preferidos para aplicações onde não se deseja instalar uma estrutura sobre o telhado, sendo assim, o coletor permaneceria no nível do solo enquanto o reservatório poderia ser instalado no interior do telhado.

A Figura 3 apresenta um coletor solar de tubos evacuado com circulação forçada e observa-se que os tubos estão conectados em um cabeçote ao invés do tanque armazenador. Nota-se também que o bombeamento de água ocorre perpendicular à abertura do tubo enquanto, no seu interior, a circulação ainda se dá pelo efeito termossifão.



Figura 3: Coletor solar de tubos evacuados com circulação forçada.  
(LI ET AL., 2010)

## 1.2 Efeito termossifão

O efeito de termossifão é produzido pela ação do empuxo sobre o escoamento que, neste caso, se manifesta em função do gradiente de temperaturas no fluido. Sendo a massa específica dependente da temperatura, surge um gradiente de massa específica que irá induzir o escoamento e o processo de convecção natural. Este fenômeno produz um movimento ascendente do fluido com menor densidade (por conseguinte, maior temperatura), enquanto o fluido de menor temperatura, logo maior densidade, possui um movimento descendente.

Tal efeito, quando incorporado no projeto de coletores solares, permite que o sistema absorvedor seja alimentado por água fria sem o uso de bomba. A água sai aquecida na parte superior do mecanismo absorvedor e de maneira que o escoamento exista enquanto houver radiação solar incidindo sobre o coletor. Lighthill (1953) é usualmente citado como um estudo pioneiro para o efeito termossifão em cilindros sujeitos a aquecimento.

A utilização deste fenômeno é usual em coletores solares planos para aquecimento de água de uso doméstico e também está presente, salvo algumas peculiaridades, nos sistemas de tubos evacuados. Na Figura 4, é apresentado o efeito termossifão com as correntes de água fria e quente

paralelas entre si e imiscíveis pelo fato de possuírem massa específica diferentes.

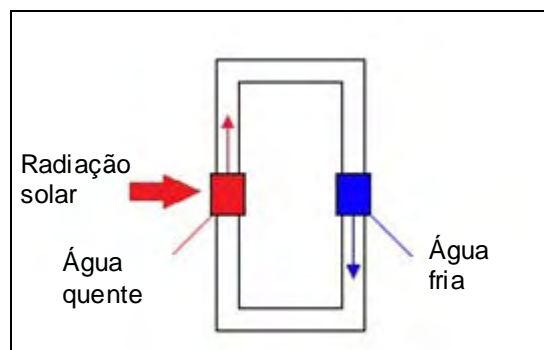


Figura 4: Efeito termossifão.

Na Figura 5, o esquema de uma instalação usual para um coletor solar de placa plana demonstra o arranjo espacial dos componentes e para que o sistema funcione por empuxo. Também é possível observar a principal desvantagem deste sistema: a necessidade de manter um tanque armazenador acima da placa faz com que estas instalações apresentem uma altura considerável e as tornam não muito agradáveis do ponto de vista estético.

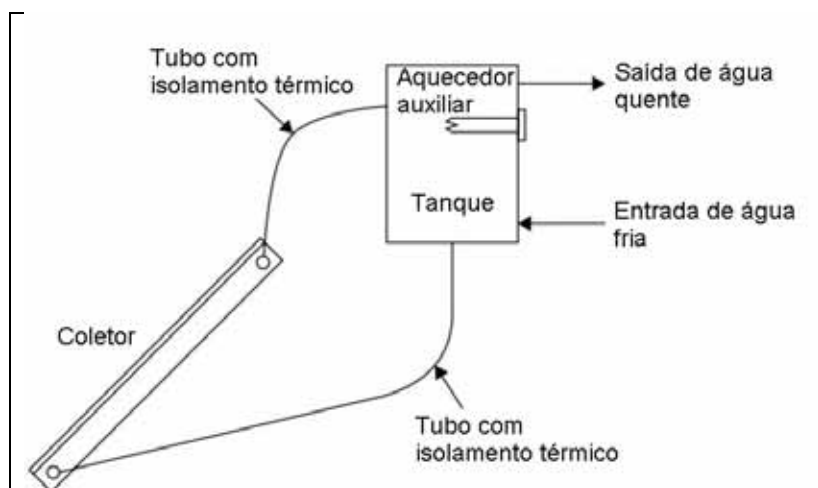


Figura 5: Efeito termossifão em um coletor de placa plana.  
(KALOGIROU, 2009)

O estudo do comportamento da água no interior de um tubo evacuado constitui a base de qualquer pesquisa a estes sistemas, pois, conhecendo a forma como a água flui em seu interior, torna-se possível o desenvolvimento de correlações de transferência de calor, bem como aprimoramentos e modificações no equipamento que resultariam em melhor desempenho.

## CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Uma avaliação qualitativa das publicações no campo de energias renováveis indica um crescente interesse por coletores solares com tubos evacuados (ainda que os primeiros conceitos destes equipamentos tenham se iniciado em 1965), que possui como características básicas: a baixa perda térmica por convecção resultante do isolamento por vácuo e um processo de fabricação especializado (BUDIARDJO E MORRISON, 2009).

Nestes trabalhos, o foco principal das pesquisas tem se direcionado no desenvolvimento de modelos que representem o problema de transferência de calor deste tipo de coletor, o cálculo do seu desempenho, a simulação numérica com destaque ao fluxo de água no interior dos tubos e aperfeiçoamentos para aumento da eficiência térmica.

Morrison et al. (2004) citam diversas formas de se extrair calor a partir de um cilindro enclausurado por vácuo e ponderam quanto à viabilidade econômica e vida útil nos modelos; considerando o sistema de água em contato direto ao vidro como o modelo melhor adaptado ao dia-a-dia, sendo o sistema esquematizado na Figura 6. Além disto, os modelos com transições entre vidro e metal estão mais suscetíveis aos efeitos de choque térmico e, pela necessidade de materiais especiais, tornam o sistema mais caro.

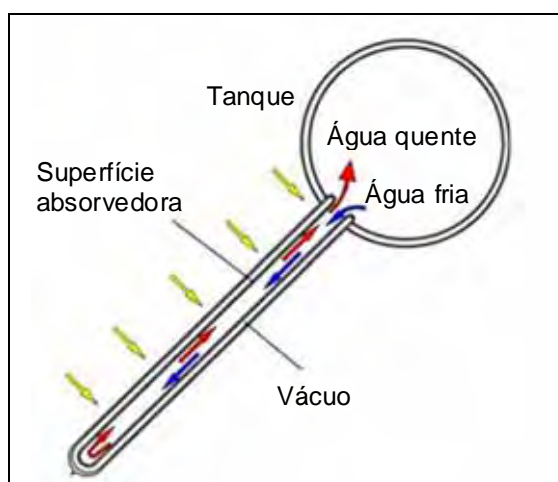


Figura 6: Esquemático de um coletor solar de tubos evacuados.  
(MORRISON et al., 2004)

Quanto ao estudo de Morrison et al. (2004), foi analisada a possibilidade do desenvolvimento de novas metodologias para o cálculo do desempenho destes coletores, através da realização de testes de desempenho com coletores tubos evacuados – sendo a água aquecida por contato direto no vidro – utilizando a normativa técnica estabelecida pela **ISO 9459-2** para desenvolvimento de um modelo de correlação com os dados obtidos experimentalmente.

O sistema foi testado para a energia armazenada ao longo do dia, com a água mantida armazenada no interior do coletor e as temperaturas, entre o amanhecer e o pôr-do-sol, avaliadas. A pesquisa compreendeu ainda o desenvolvimento de modelos numéricos para avaliar o escoamento interno da água no tubo, abordando dois modelos que diferem quanto à distribuição de radiação ao longo da circunferência tubular (fluxo uniforme ou variado de calor).

Os resultados permitiram a verificação de uma região de estagnação na extremidade dos tubos de grandes comprimentos, a qual poderia influir diretamente na eficiência do coletor e os fluxos preferenciais da água variando com a distribuição de radiação. O modelo abrangeu apenas o regime laminar do fluido de trabalho e utilizou a aproximação de Boussinesq apenas em variações de temperatura menores que 5 °C.

Em estudos complementares, Morrison et al. (2005) analisaram a taxa de circulação natural no interior de um tubo evacuado, através de um modelo numérico e o uso de Fluidodinâmica Computacional (na sigla em inglês, CFD). O estudo foi desenvolvido por meio de modelo numérico e aparato experimental; o coletor analisado consistiu em um sistema de 21 tubos evacuados de comprimento 1,42 metros e diâmetros (externo e interno) de 45 e 34 milímetros.

A simulação do sistema consistiu em representar apenas um tubo acoplado ao reservatório. Quanto à distribuição de radiação ao longo da circunferência, aplicou-se a condição de 82 W de energia total inserida no



sistema através de aquecimento uniforme ou variável entre a parte superior e inferior do tubo.

Esta abordagem permitiu que a modelagem do problema de radiação fosse contornada e, assim, dificuldades quanto à análise da área projetada, fator de forma, emissividade e absorvidade não foram analisados neste trabalho. Por fim, a validação do modelo numérico consistiu na aplicação de uma taxa de calor de 82 W no tubo de cobre do aparato experimental e dados de temperatura da água quente foram comparados.

Neste trabalho, deve ser destacada a presença de um sistema para a medição da vazão de água no interior do tubo evacuado. Este é, normalmente, um parâmetro de difícil determinação devido à distribuição de fluxos mássicos e a baixas magnitudes atingidas. Na análise experimental, um modelo de laboratório, apresentado na Figura 7, foi utilizado para determinar a temperatura da água, a estratificação térmica e a medição visual da vazão através da dispersão de micro-partículas que geravam pontos de reflexão para o sistema de medição.

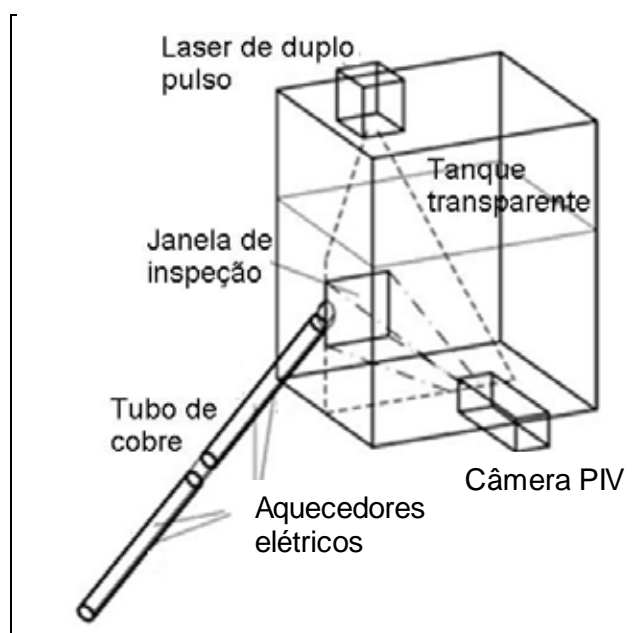


Figura 7: Aparato experimental para validar a simulação.  
(MORRISON et al., 2005)

Os resultados obtidos demonstram que a simulação atingiu valores comparativos condizentes, qualitativamente e quantitativamente, com o aparato experimental, mesmo que o modelo numérico tivesse hipóteses simplificadoras. Sendo elas, a condução da parede do tubo foi desconsiderada, as perdas para o ambiente foram supostas como sendo 5 % da taxa total de energia aplicada sobre o tubo e a distribuição de energia no modelo experimental não era plenamente uniforme como o modelo numérico.

Hayek et al. (2011) buscaram também uma metodologia para a determinação do desempenho de dois tipos de coletores solares de tubos evacuado, sendo eles: coletor com contato direto da água sobre o vidro e o sistema de "tubo quente". As condições climáticas são da região do mar Mediterrâneo, indicando que o sistema de tubo quente apresentava maior eficiência para a aplicação estudada. Cabe também citar Chow et al. (2011) que desenvolveu um estudo da determinação do desempenho deste sistema de coletor, mas aplicada para a região de Hong Kong.

Nos estudos relacionados a análise computacional dos coletores de tubos evacuados, destacam-se Budihardjo et al. (2007) onde um modelo numérico foi desenvolvido para representar um coletor tubo evacuado com abertura única, funcionando por efeito termossifão e montado sobre uma placa reflexiva foi modelado. A inclinação do tubo em relação ao solo foi de 45° e, quanto ao aporte térmico, sujeito a diferentes distribuições de radiação sobre a superfície: radiação uniforme ao longo da superfície, radiação apenas na parte superior e radiação apenas na parte inferior.

A distribuição de velocidades ao longo da seção transversal do tubo pode ser visualizada na Figura 8, onde se percebe a presença de duas regiões distintas que subdividem a seção transversal e representam a separação dos fluxos de água quente e fria no interior do tubo.

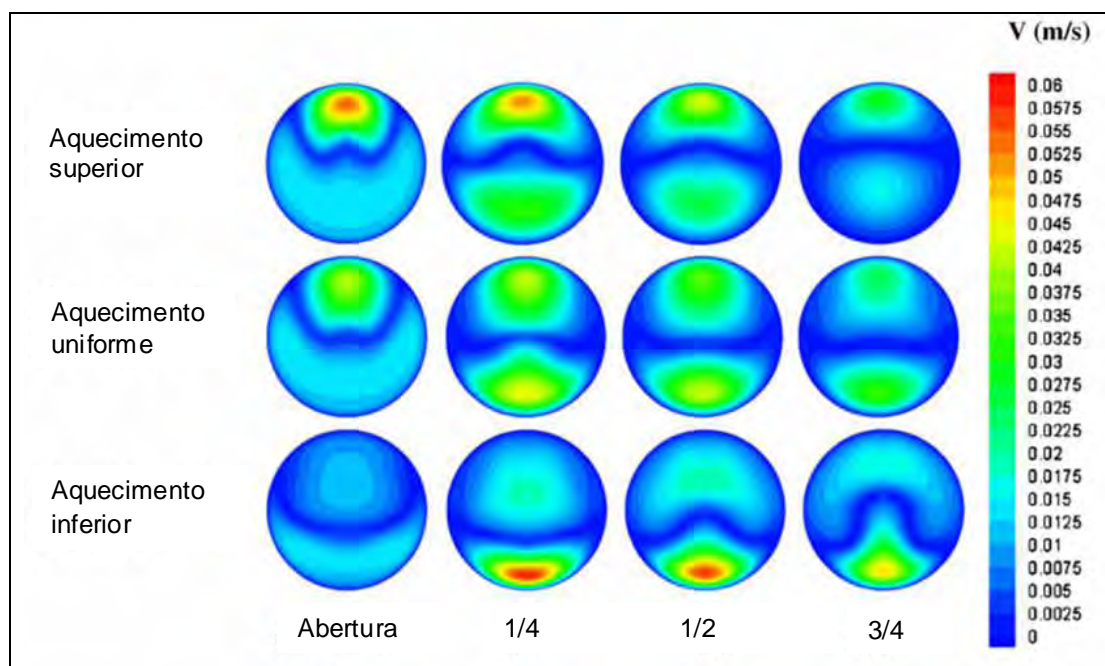


Figura 8: Perfis da velocidade para diferentes parâmetros.  
(BUDIARDJO ET AL., 2007)

Estudos comparativos entre sistemas de coletores solares (principalmente, entre coletores de placa plana e de tubos evacuados) também foram realizados através de modelagem numérica e abordagem prática, embora a comparação destes equipamentos seja dificultada pela forma de funcionamento completamente distinta.

Budihardjo e Morrison (2009) realizaram uma pesquisa comparativa entre um coletor solar de tubos evacuados e outro de placas planas. Os parâmetros de comparação experimentais foram obtidos através de uma metodologia de testes experimentais e análises numéricas para o cálculo da eficiência destes equipamentos. Neste trabalho, um sistema de coletor solar com 30 tubos evacuados foi comparado com um sistema de duas placas planas para a região de Sydney, Austrália. Como conclusão, a comparação entre o tubo evacuado e a placa plana demonstrou que a capacidade de armazenamento térmico do primeiro é ligeiramente inferior, mas que sua eficiência é menos influenciada pelo tamanho do tanque armazenador.

Outro estudo comparativo foi desenvolvido por Ayompe et al. (2011), onde um sistema solar de placas planas foi comparado com outro de tubos

evacuados, ambos sujeitos a mesmas condições ambientais e com monitoramento da eficiência ao longo de um ano. O grande diferencial deste trabalho consistiu na abordagem econômica vinculada ao desempenho destes dois sistemas, visto que o coletor solar de tubos evacuados obteve maior desempenho que o coletor plano ao longo do ano, mas seu preço é consideravelmente maior. Desta forma, notou-se que a amortização do coletor de placas planas tende a ser mais rápida, o que se conclui na utilização de coletores solares de tubos evacuados em processos que realmente exijam uma maior eficiência e, principalmente, maiores temperaturas.

Referente aos modelos analíticos do problema fluidotérmico nestes sistemas, Li et al. (2010) avaliaram, através de um modelo matemático, a transferência de calor presente em um coletor de tubos evacuados com circulação forçada, considerando que o fluxo de água pelo cabeçote de circulação não interferia a convecção natural que se desenvolve dentro dos tubos (conforme Figura 9).

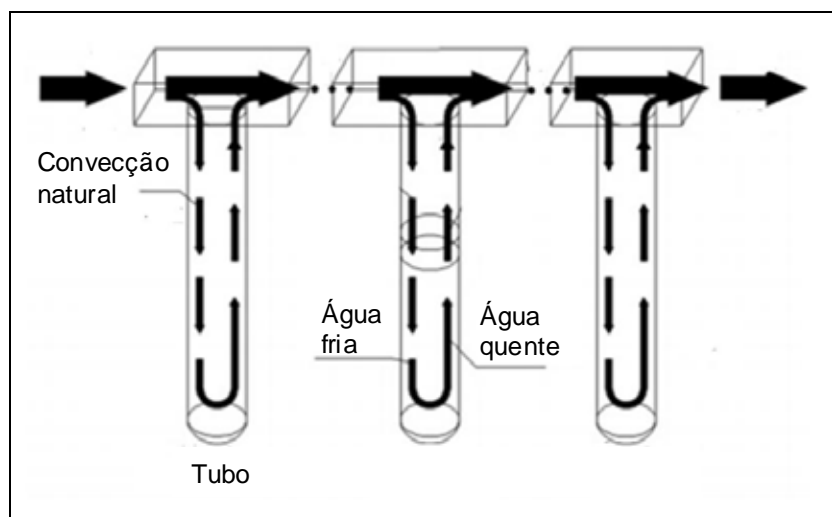


Figura 9: Modelo teórico do termostifão em um tubo evacuado. (LI ET AL., 2010)

Neste estudo, o comportamento do conjunto de tubos é observado pelo modelo de transferência de calor desenvolvido, considerando que o estado final da água resultaria da soma de efeitos produzidos por cada tubo. Visto que a água na entrada e saída de cada tubo ao longo do coletor possui temperaturas diferentes.

Para o desenvolvimento do modelo, foi realizado um balanço energético em um tubo evacuado, observando os efeitos do atrito e empuxo, resultados obtidos nesta análise eram inseridos no estudo do tubo seguinte e juntamente com os resultados de balanço do cabeçote que liga todo o sistema.

O modelo foi validado de acordo com uma metodologia experimental proposta no trabalho. Os fluxos de radiação utilizados durante a validação variaram de 0 a 1200 W/m<sup>2</sup>, divididos em duas séries de coleção de dados, e as perdas de calor foram estipuladas de 0,85 W/m<sup>2</sup> a 1,7 W/m<sup>2</sup>. No caso do modelo numérico, tais perdas foram desconsideradas e os resultados obtidos tiveram desvio de aproximadamente 5 % dos valores experimentais. Desta forma, nota-se que a abordagem simplificadora de desprezar a perda térmica é pertinente para os parâmetros de engenharia.

Outra pesquisa relacionada à modelagem da troca de calor em um coletor solar de tubos evacuados foi desenvolvida por Ma et al. (2010), que realizaram estudo analítico da performance térmica de sistemas dotados de tubo em U. O sistema se diferencia do mecanismo de transferência de calor apresentado anteriormente, pois a água não está em contato direto com o vidro interno do tubo evacuado. Através de uma análise unidimensional dos fluxos térmicos, concluiu-se que, para este sistema de coletor solar, a temperatura da superfície absorvedora desempenhava um fator crucial para o desempenho do equipamento.

Um modelo de transferência de calor mais complexo deve ser atribuído a Li et al. (2003), onde os autores analisaram a variação da radiação entre os tubos externos e internos decorrente da transmitância do vidro e os efeitos produzidos pela presença de tubos adjacentes, placa refletiva e a distribuição de radiação ao longo de uma circunferência. A utilização do tubo evacuado consistiu em um sistema de refrigeração por adsorção onde era necessário também calcular a viabilidade econômica na adoção da energia solar junto com a tecnologia destes coletores solares. Os autores concluíram, através da análise numérica da transferência de calor, que tubos de maior diâmetro,

espaçados de 2,5 vezes o diâmetro e placa refletiva permitiriam temperaturas ótimas de trabalho para a aplicação estudada e com uma capacidade de refrigeração maior que outras configurações de tubos evacuados.

Outro foco de pesquisa consiste no estudo de sistemas de geometria não convencional do coletor solar. Destacam-se Shah e Furbo (2004), onde desenvolveram um estudo teórico e experimental de um coletor solar com uma abordagem de projeto diferente dos sistemas convencionais. O equipamento consistia em tubos evacuados com duas extremidades abertas, para permitir a utilização de um sistema de circulação de água forçada, e instalado verticalmente, de modo a garantir que a superfície absorvedora recebesse radiação de todas as direções. O sistema é apresentado na Figura 10 e seu desempenho térmico foi obtido a partir de um modelo numérico.

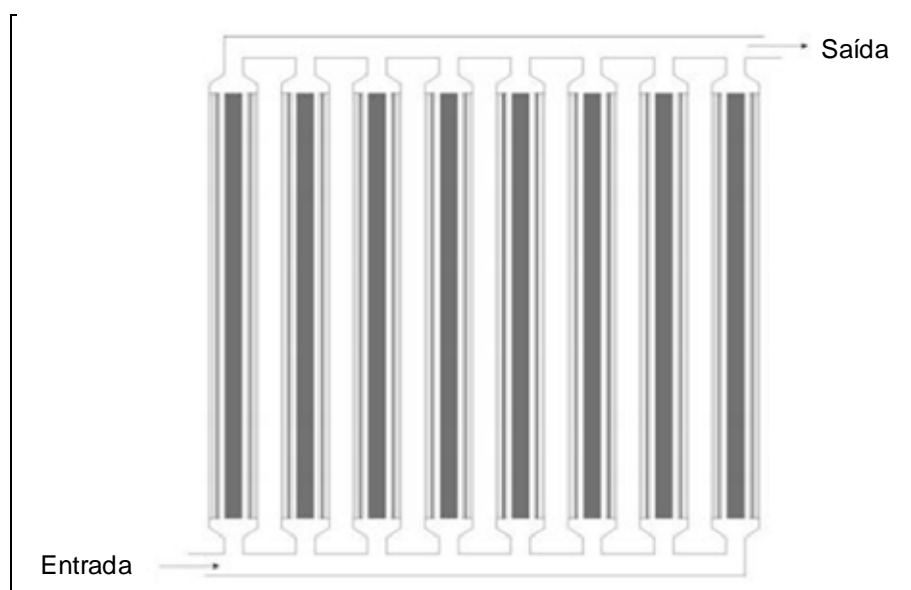


Figura 10: Coletor solar com instalação vertical.  
(SHAH E FURBO, 2004)

Para o cálculo do desempenho destes equipamentos, as formulações de placas planas podem ser aplicadas na equação geral de potência útil de uma superfície absorvedora, mas a área neste caso torna-se a superfície cilíndrica do tubo.

Resultados comparativos com aparato experimental apresentaram valores satisfatórios para validar o modelo teórico. Com isto, pôde-se comparar o funcionamento do equipamento em diferentes localidades, obtendo valores ótimos para o espaçamento entre tubos e possíveis inclinações do coletor. Outros testes foram realizados para comparar valores de desempenho entre o coletor solar de tubos evacuados e os coletores de placa plana, sendo que este último obteve melhor eficiência.

Em outra possível geometria para estes coletores, Shah e Furbo (2007) simularam numericamente sistemas com tubos dispostos na horizontal e sujeitos a uma circulação forçada. O equipamento é ilustrado na Figura 11 e é costumeiramente denominado de modelo H. O estudo consistiu na investigação da transferência de calor nestes coletores e o comportamento fluidodinâmico da água em seu interior; para tanto, o software **FLUENT** foi utilizado para a análise do modelo numérico.

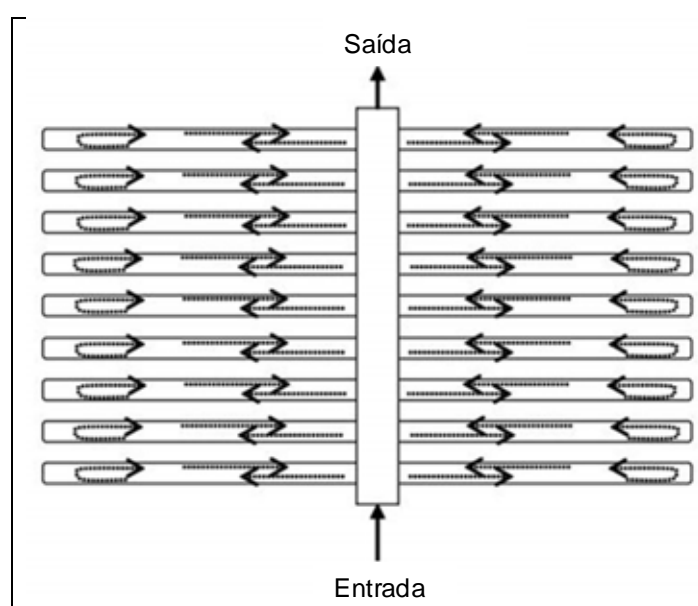


Figura 11: Coletor solar de instalação horizontal.  
(SHAH E FURBO, 2007)

Quanto à modelagem do problema, apenas um par de tubos e parte do cabeçote foi desenhado e aplicado a malha (conforme visto na Figura 12), sendo o vidro externo do tubo evacuado, os materiais isolantes e revestimentos externos desprezados na simulação; sendo assim, apenas o fluido no formato

do coletor foi modelado. Para simular o comportamento da massa específica do fluido sujeito a variação de temperatura, a aproximação de Boussinesq foi empregada.

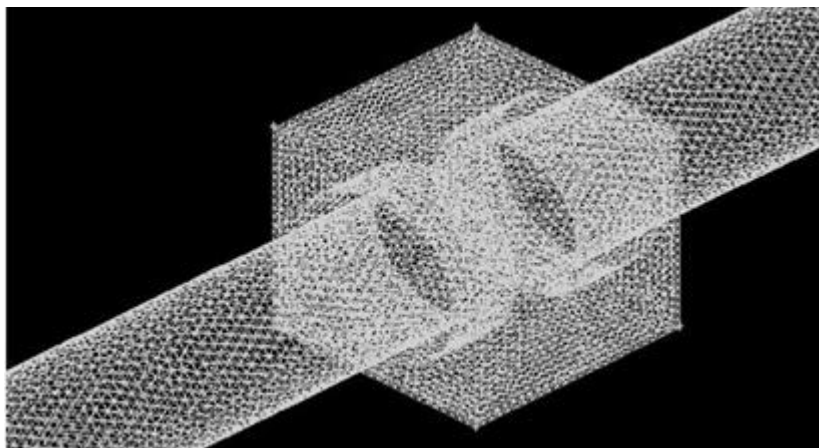


Figura 12: Modelo numérico do coletor.  
(SHAH E FURBO, 2007)

As condições de contorno empregadas foram: para a radiação, a superfície cilíndrica do tubo foi dividida circunferencialmente em diversos segmentos onde foi aplicado um determinado fluxo de calor relacionado à radiação que incidiria diretamente sobre a parcela do tubo; o coeficiente global de perda aplicado sobre o tubo foi de  $0.85 \text{ W/m}^2\text{K}$  e temperatura do ambiente constante e igual a  $293 \text{ K}$ ; para o fluxo de água, foram utilizados três valores para comparação.

Resultados obtidos pela simulação numérica demonstraram a influência do escoamento forçado no cabeçote sobre o escoamento no interior dos tubos, observando que, para altas magnitudes de vazão, a quantidade de fluido que entrava nos tubos era menor quando comparada com vazões menores. Contudo, o efeito da corrente de entrada reduz-se com o comprimento do cabeçote, pouco influenciando o escoamento nos tubos mais distantes da entrada de fluido. Desta forma, a eficiência destes coletores era pouco afetada pela variação de fluxo de fluido na entrada e, em contrapartida, o comprimento do tubo era fator preponderante na análise da eficiência do sistema; pois o aumento ou diminuição do tubo modificaria a área de absorção de radiação.



Embora as perdas térmicas por radiação, convecção ou condução possam ser desprezadas, outros fatores podem influenciar no rendimento do sistema. Pesquisas quanto aos fatores de influência foram realizadas por El-Nashar (2009), onde o efeito do depósito de poeira sobre a eficiência de tubos evacuados utilizados em uma central de destilação de água foi abordado, associando o estudo às variações do clima ao longo do ano. Um modelo matemático também foi desenvolvido com dados de deposição de poeira e periodicidade de limpeza dos tubos evacuados com o objetivo de avaliar o efeito da redução da transmitância do vidro empoeirado sobre a eficiência térmica do equipamento.

Outro estudo importante de parâmetros de influência no sistema de tubo evacuado consistiu em Chen et al. (2010), onde mensuraram o efeito do grau de vácuo na performance de um sistema de tubo a vácuo feito de acrílico, mas cujo sistema de captação foi fabricado em cobre ao invés de vidro. O sistema pode ser visualizado na Figura 13.

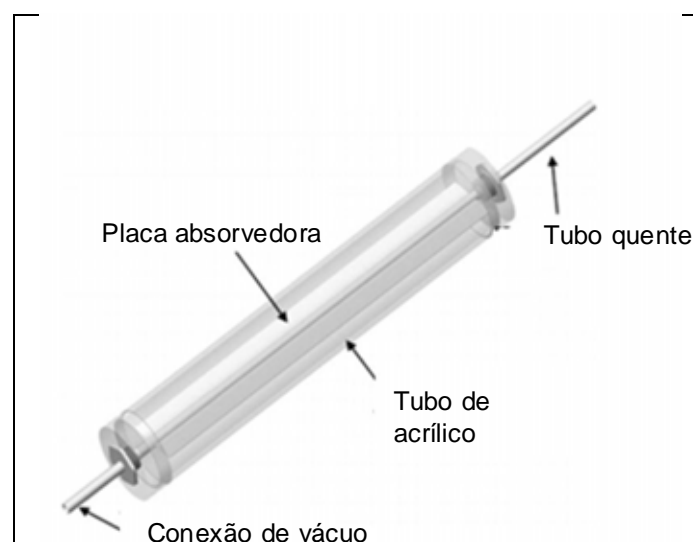


Figura 13: Tubo evacuado com superfície absorvedora.  
(CHEN ET AL., 2010)

No experimento realizado, o intervalo de vácuo utilizado foi de 0,01 a 0,05 torr, dados de temperatura foram obtidos em intervalos de 10 horas. Um modelo analítico foi desenvolvido para o estudo da transferência de calor por convecção natural no interior do tubo de acrílico e resultados foram

comparados com um modelo de tubo evacuado comercial e um sem vácuo. Os pesquisadores concluíram que a intensidade do vácuo não apresenta grandes diferenças no rendimento do tubo evacuado, contudo, quando comparado ao tubo com convecção natural, um aumento de 15 % das perdas térmicas foi notado.

Quanto aos sistemas de contato direto da água com o vidro e uma extremidade aberta, estes apresentam uma região na extremidade onde a água não se movimenta. Esta região é denominada região de estagnação. O primeiro relato desta região está em Behnia e Morrison (1991), onde o arranjo laboratorial do sistema permitiu a simulação de diferentes abordagens para a análise das variáveis do sistema; concluindo que o surgimento e a intensidade da estagnação variavam com a forma de distribuição do calor na parede lateral e a inclinação do cilindro. O comprimento do tubo também é um fator promotor da estagnação, sendo quanto maior o comprimento maior a possibilidade do surgimento.

Nas análises realizadas, o aquecimento inferior produzia uma maior movimentação na extremidade fechada do tubo, enquanto o aquecimento uniforme gerava uma região de estagnação que se reduzia com o aumento da temperatura do fluido. Quanto à inclinação, o experimento demonstrou que o comprimento atingido pela região de estagnação era mínimo a um ângulo de 45°. Por fim, foi apresentado que o aquecimento superior maior que o inferior eliminava a região de estagnação.

Gaa et al. (1996) e Gaa et al. (1998) complementaram os resultados obtidos anteriormente quanto à circulação da água no interior do coletor solar através da comprovação experimental desta região de estagnação bem como outros parâmetros de influência como o comprimento do tubo sujeito a termossifão.

O presente trabalho compreendeu o desenvolvimento de um modelo computacional que representasse um tubo evacuado, submetido à radiação

solar e tornasse possível a análise do comportamento da água em seu interior. Com base nos resultados obtidos, um modelo modificado foi desenvolvido para eliminar a região de recirculação de água no tubo e a região de estagnação no interior do tanque armazenador.

### **CAPÍTULO 3 – JUSTIFICATIVA E OBJETIVO**

A energia solar desempenhará um importante papel para o desenvolvimento sustentável nos próximos anos e representará uma alternativa energética de grande escala em utilização; especialmente quanto ao emprego em sistemas de aquecimento de água para residências.

Neste contexto inserem-se os coletores de tubos evacuados, cuja baixa perda térmica por convecção e grande eficiência ao longo do dia permitiria a instalação de poucas unidades para fornecer água aquecida.

Frente ao panorama apresentado, o presente trabalho busca complementar as pesquisas realizadas em um coletor solar de tubos evacuados, de contato direto da água com o vidro, com a utilização de uma ferramenta de fluidodinâmica computacional e, observando parâmetros de funcionamento, apresentar uma possível melhoria para o sistema.

O estudo analisou o comportamento da água no interior do tubo evacuado e do tanque armazenador; apresentando os perfis de velocidades e carregamento térmico deste coletor, e observando características decorrentes do funcionamento do mesmo.

O método de volumes finitos foi utilizado para a discretização do problema de convecção natural e foram adotadas abordagens simplificadoras, sendo elas: perdas térmicas desprezíveis, fluxo uniforme de calor aplicado sobre a superfície do tubo e a presença do vidro ou outro material que não a água não foi incorporada ao modelo. Estas aproximações foram também consideradas em trabalhos citados anteriormente e, portanto, tornaram-se pertinentes neste estudo. hipóteses simplificadoras.

Através de modelos que representavam o coletor de tubos evacuados funcionando em regime permanente ou transiente, um modelo modificado foi desenvolvido com um tubo evacuado de duas extremidades abertas e cuja nova extremidade foi conectada na porção inferior do tanque. Esta modificação

permitiria melhores condições de armazenamento térmico no tanque e extração térmica no tubo. Novamente, as características térmicas deste modelo foram discretização através de volumes finitos.

## CAPÍTULO 4 - METODOLOGIA

### 4.1 Método de Volumes Finitos

Para fundamentação do método, o sistema deve ser considerado como um meio sem vazios, permitindo que os campos de pressão, temperatura e velocidade sejam descritas por equações sem saltos de descontinuidades; neste caso, a teoria do meio contínuo é utilizada.

O Meio Contínuo representa um conjunto infinito de partículas (que fazem parte, por exemplo, de um fluido, sólidos ou de gás), que é estudado macroscopicamente, ou seja, sem considerar as eventuais descontinuidades no nível microscópico (nível atômico ou molecular). Por conseguinte, admite-se que não existam descontinuidades entre as partículas e que a descrição matemática do meio estudado e as suas propriedades podem ser alcançados por funções contínuas. (OLIVELLA E BOSCH, 2002).

De modo geral, o contínuo é constituído de matéria que pode ser infinitamente dividida, partindo do princípio que o volume infinitesimal deste sistema seja a partícula e que, por ser contínuo, ao lado de uma partícula sempre haverá outras constituindo matéria. Desta forma, as equações que representarem o comportamento global das variáveis de certa quantidade de fluido, também representarão o desenvolvimento dos campos de velocidade, pressão e temperatura de pequenos volumes até as partículas ou moléculas.

Para o caso do escoamento interno ao tubo evacuado e tanque armazenador, a análise numérica consiste na abordagem do conjunto de equações de Navier-Stokes e, devido à presença de transferência de calor, da equação da energia. As Equações (1), (2), (3) e (4) representam o balanço de transporte de quantidade de movimentos e a equação da continuidade respectivamente, e a Equação (5) representa o balanço energia.

$$\frac{\partial \rho v_x}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_x v_x}{\partial x} + \frac{\partial \rho v_y v_x}{\partial y} + \frac{\partial \rho v_z v_x}{\partial z} = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial v_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho v_y}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_x v_y}{\partial x} + \frac{\partial \rho v_y v_y}{\partial y} + \frac{\partial \rho v_z v_y}{\partial z} = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial v_y}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho v_z}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_x v_z}{\partial x} + \frac{\partial \rho v_y v_z}{\partial y} + \frac{\partial \rho v_z v_z}{\partial z} = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial v_z}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial v_z}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_x}{\partial x} + \frac{\partial \rho v_y}{\partial y} + \frac{\partial \rho v_z}{\partial z} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho C_p T}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_x C_p T}{\partial x} + \frac{\partial \rho v_y C_p T}{\partial y} + \frac{\partial \rho v_z C_p T}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \mu \phi + Q \quad (5)$$

As equações anteriores representam as equações de transporte de um escoamento e são baseadas nos princípios de: conservação de massa, segunda lei de Newton e primeira lei da termodinâmica. A solução deste conjunto de equações diferenciais parciais é de extrema complexidade e, portanto, exige o auxílio de métodos de aproximação assistidos por programação computacional. Os principais métodos utilizados são: diferenças finitas, elementos finitos e volumes finitos. O último, mais empregado para análises fluidotérmicas, além de possuir uma conceituação teórica baseada em elementos físicos, ao contrário do método de elementos finitos cuja formação é, essencialmente, matemática.

A abordagem do método consiste em discretizar o domínio espacial através de uma malha. Esta malha irá gerar pequenos volumes finitos, os quais conservarão em seu interior as propriedades de massa, quantidade de movimento e energia. Neste estudo, apenas malhas tridimensionais serão utilizadas, mas imaginando um problema bidimensional tem-se que, de acordo com a Figura 14, uma representação de quatro elementos de uma malha, os elementos são três triangulares e um quadrático. Nos nós (nos vértices) estão armazenadas as variáveis das equações governantes e as propriedades do material (ou vértices). Se os baricentros de cada elemento forem ligados através de linhas que cruzam os pontos médios dos lados dos elementos, a região interna formada (região sombreada) consistirá em um volume de controle e as linhas do contorno formarão a superfície de controle (ANSYS Manual, 2009).

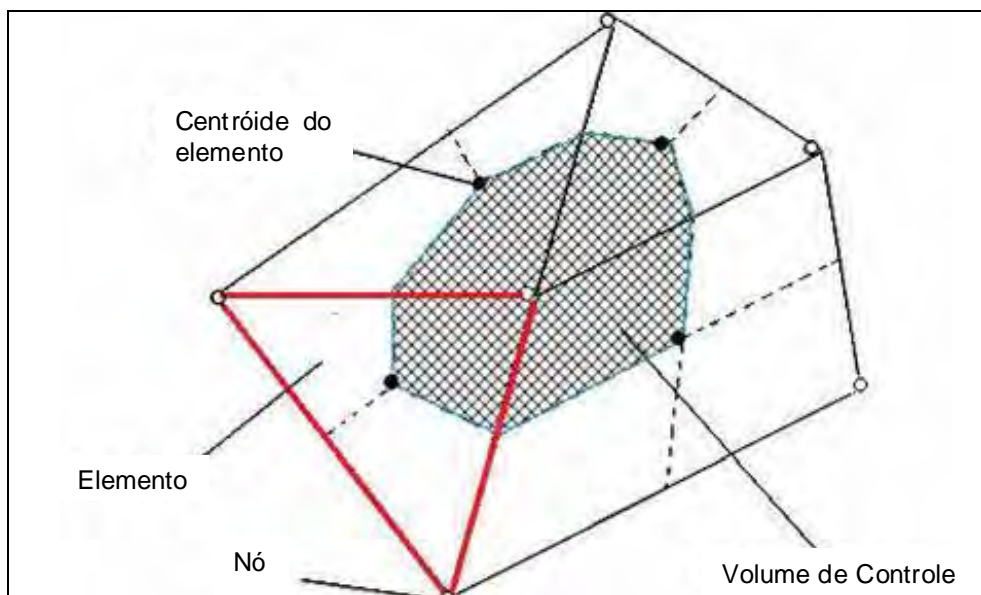


Figura 14: Elementos de uma malha.  
(ANSYS Manual, 2009)

Desta forma, as equações governantes do problema podem ser discretizadas. Relembrando as equações de conservação de massa expressa em forma de gradientes pela Equação (6), momento na Equação (7) e energia na Equação (8):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\nabla \cdot \rho \mathbf{v} \quad (6)$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{v}}{\partial t} + [\nabla \cdot \rho \mathbf{v} \mathbf{v}] = \rho \mathbf{g} - \nabla p - [\nabla \tau] = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial \rho c_p T}{\partial t} + [\nabla \cdot \rho \mathbf{v} c_p T] = [\nabla k \nabla T] + \mu \phi + Q_v \quad (8)$$

Para tornar as equações de conservação discretas no subdomínio formado pelo volume finito, nos quais a lei da física de conservação seja válida e dentro de certo grau de aproximação adotado, existem duas abordagens: pode-se aplicar o balanço da propriedade conservada em cada subdomínio ou torná-las discretas através da integração em cada volume de controle. A segunda abordagem apresenta interesse para a solução de problemas que envolvam balanços complexos de propriedades.



Logo, aplicando o teorema da divergência de Gauss que transforma as integrais de volume de divergentes e gradientes em integrais de superfície, as equações tornam-se conforme apresentadas pelas Equações (9), (10) e (11), desprezando o termo de dissipação viscosa (ANSYS Manual, 2009).

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV = - \int_S \rho v d\mathbf{n} \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho v dV + \int_S \rho v v d\mathbf{n} = \int_V \rho \mathbf{g} dV - \int_S p d\mathbf{n} - \int_S \tau d\mathbf{n} \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho c_p T dV + \int_S \rho v c_p T d\mathbf{n} = \int_S k \nabla T d\mathbf{n} + \int_V Q_V dV \quad (11)$$

No balanço apresentado acima, as integrais de volume representam as variações de propriedades no interior do volume finito, enquanto as integrais de superfície representam os fluxos que cruzam as superfícies de controle que circundam o volume e, por isto, o vetor normal a área surge nas integrais. Nota-se que as expressões acima constituem as soluções exatas para a conservação de propriedades no volume estudado, pois o erro introduzido pelo método é decorrente da aproximação do cálculo dos fluxos através das superfícies e dos valores pontuais no interior do volume para pontos discretos da malha e em instantes de tempo discretos.

Para ilustrar a discretização das integrais de volume e de superfície, toma-se um elemento conforme representado pela Figura 15, em cada setor deste elemento as integrais de volume são discretizadas, enquanto as integrais de superfície são analisadas nos pontos de integração (P.I.).

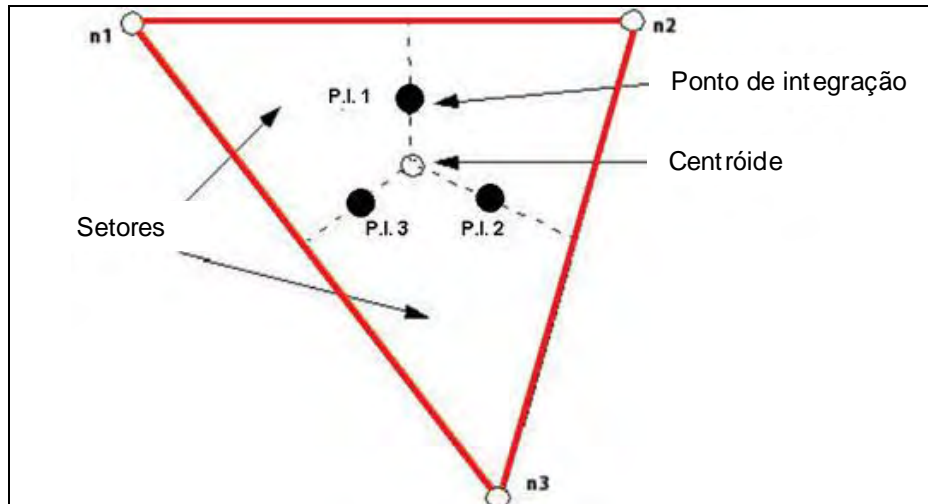


Figura 15: Elemento.  
(ANSYS Manual, 2009)

Para melhor visualizar a aproximação numérica no método, utilizando uma abordagem de primeira ordem ou método de Euler, as equações discretizadas tomam a forma das Equações (12), (13) e (14). Muito embora, as soluções para problemas de convecção são preferencialmente de métodos de ordens superiores (ANSYS Manual, 2009).

$$V \left( \frac{\rho - \rho_0}{\Delta t} \right) + \sum_{P.I.} (\rho v \Delta n)_{P.I.} = 0 \quad (12)$$

$$V \left( \frac{\rho v - \rho_0 v_0}{\Delta t} \right) + \sum_{P.I.} (\rho v \Delta n)_{P.I.} v_{P.I.} = \sum_{P.I.} (p \Delta n)_{P.I.} + \sum_{P.I.} \left( \mu \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \Delta n \right)_{P.I.} \quad (13)$$

$$V \left( \frac{\rho c_p T - \rho_0 c_p T_0}{\Delta t} \right) + \sum_{P.I.} (\rho v \Delta n)_{P.I.} c_p T_{P.I.} = + \sum_{P.I.} \left( k \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right) \Delta n \right)_{P.I.} + \bar{Q}_V V \quad (14)$$

Os valores dos fluxos que cruzam a superfície de controle são transportados para o próximo volume de controle, enquanto as variações internas ficam armazenadas nos centróides e, no final da análise, as variações e fluxos nos pequenos volumes resultarão na conservação e transporte das propriedades do sistema global.

O transporte de propriedades escalares no problema de convecção depende da distribuição de velocidades presente no domínio. Sabendo o campo de pressão, é possível calcular o campo de velocidades, mas, para a

maioria das situações na engenharia, o campo de pressão também é uma incógnita e, pelo fato de não haver uma equação de transporte que relacione pressão com velocidade, a solução deste problema acoplado é feita iterativamente de forma que quando o campo de pressões correto é encontrado, a distribuição de velocidades acoplada à solução deve atender a equação da continuidade.

A utilização de métodos como volumes finitos, diferenças finitas ou elementos finitos para a solução de problemas proporciona uma simplificação das equações governantes, mas, ainda assim, em casos de grande complexidade ou mesmo casos simples e que necessitem de uma malha refinada, o desenvolvimento dos cálculos sem o auxílio de um computador torna-se inviável. Por este motivo, o desenvolvimento da fluidodinâmica computacional está intimamente relacionado ao aperfeiçoamento de processadores e outros componentes necessários para a programação e solução dos métodos.

Atualmente, com o rápido desenvolvimento de computadores de maior capacidade de processamento, a análise computacional de problemas físicos tem se tornado um campo atrativo para pesquisas e desenvolvimento; visto que, se bem modelados, os modelos computacionais podem servir de parâmetros iniciais de projeto e, desta forma, dispensando modelos experimentais em grande quantidade e muitas vezes custosos. Mas, ainda que limitado, o desenvolvimento de estudos no emprego de fluidodinâmica computacional é, surpreendentemente, anterior ao desenvolvimento dos computadores de alto desempenho. Pode-se destacar o trabalho pioneiro de Gosman et. al. (1971), onde o problema de efeito termossifão em um tubo de uma abertura foi modelado através do método de diferenças finitas, trabalhando em regime permanente e bidimensional.

## **4.2 Etapas para solução numérica**

A modelagem numérica, independente do programa computacional a ser utilizado, segue uma sequência lógica que consiste em: selecionar o domínio a

ser discretizado e gerar uma malha de qualidade, especificar as condições de contorno, especificar o fluido e suas propriedades, especificar os parâmetros numéricos e algoritmos, acrescentar os valores iniciais, analisar os resíduos e realizar o pós-processamento (ÇENGEL E CIMBALA, 2007).

Segundo Çengel e Cimbala (2007), na primeira etapa, a escolha do domínio deve representar o sistema de interesse e acrescido de simplificações que reduzirão o custo computacional sem prejudicar os resultados. Após a seleção do domínio, este deve ser discretizado por uma malha de elementos que deve atender as condições de qualidade mínima.

Para a resolução das equações governantes, as condições de contorno devem ser estipuladas, juntamente com as propriedades do fluido e parâmetros dos algoritmos a serem utilizados. Com isto, as características singulares do problema estarão especificadas e, para que a simulação inicie, especificam-se os valores iniciais das variáveis de trabalho (nos casos fluidotérmicos, geralmente a temperatura, pressão e velocidade).

Os valores iniciais, para uma simulação em regime permanente, servirão apenas para iniciar as etapas de solução em uma abordagem pseudo-transiente, enquanto no regime transiente os parâmetros iniciais terão forte influência na solução.

Desenvolvido o modelo que irá representar o problema, um algoritmo é responsável pelos cálculos numéricos, atentando-se para os critérios de convergência, propriedades dos fluidos e equações governantes. As etapas para a solução numérica são apresentadas na Figura 16.

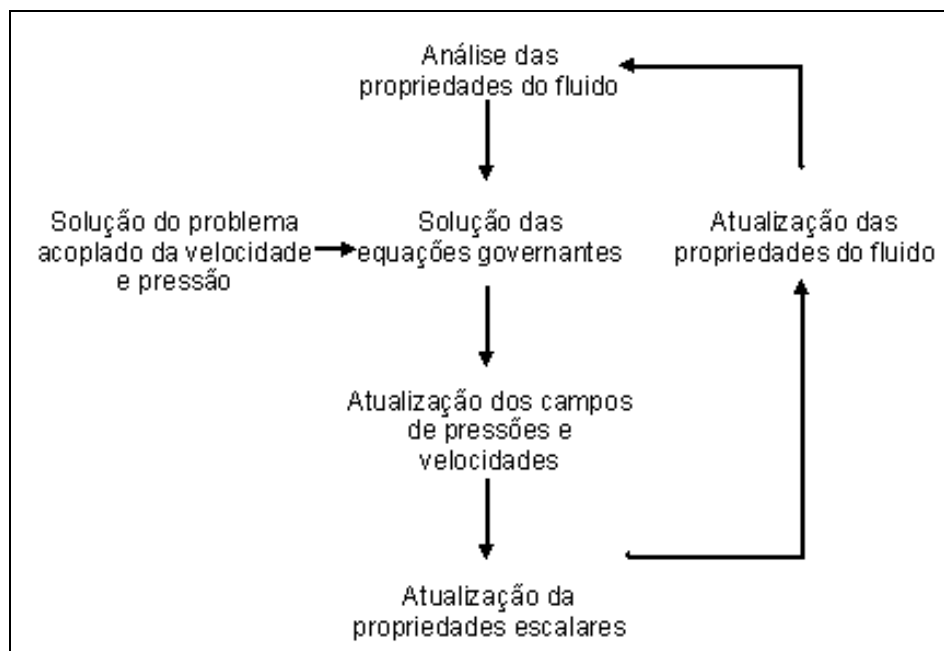


Figura 16: Etapas para a solução numérica.

O resultado obtido pela simulação numérica deve atender um critério, especificado pelo usuário, que garanta a similaridade com resultados obtidos experimentalmente. O critério pode ser uma variável cujo valor é conhecido e, portanto, a simulação deve atingir, ou através da análise dos resíduos calculados a cada iteração. Caso estes critérios sejam atendidos, os resultados são pós processados.

### 4.3 Qualidade da malha

A qualidade da malha é parâmetro imprescindível antes de iniciar qualquer cálculo numérico, pois malhas de baixa qualidade geram instabilidades na solução das equações governantes e resultam em valores imprecisos das variáveis calculadas. Para a análise da qualidade de uma malha, são necessários alguns parâmetro de comparação, como a razão de aspecto que determina o quão deformado está o elemento e produzindo um erro de cálculo na determinação de gradientes ou fluxo. Onde a melhor qualidade está relacionada à menor razão de aspecto. Para o cálculo desta variável, considere o elemento hexagonal na Figura 17, a razão de aspecto consiste na divisão do maior comprimento (X) medido a partir do centróide da célula sobre o menor valor (Y).

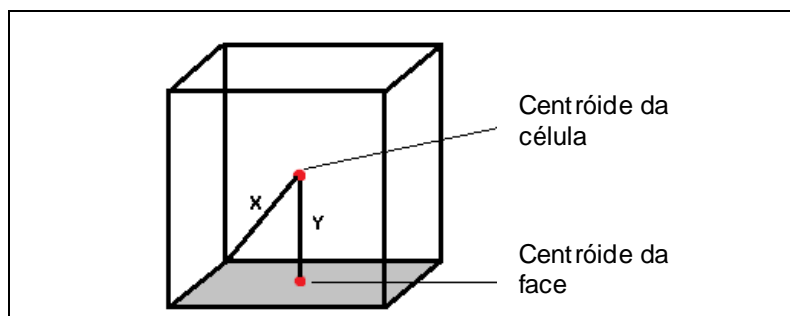


Figura 17: Elemento hexagonal.

Outro parâmetro de análise da qualidade consiste na distorção do elemento, que, por conseguinte está relacionada aos ângulos internos deste. No caso de um elemento triangular, o triângulo ideal consiste no equilátero e a inclinação ideal é a de 60°; assim, através da Equação (15), quanto mais próximo for o valor de Q a zero, melhor será a qualidade.

$$Q = \text{MAXIMO} \left( \frac{\theta_{\text{máx}} - \theta_{\text{ideal}}}{180^\circ - \theta_{\text{ideal}}}, \frac{\theta_{\text{ideal}} - \theta_{\text{mín}}}{\theta_{\text{ideal}}} \right) \quad (15)$$

Por fim, a expansão volumétrica, ou variação entre o tamanho do maior e menor elemento deve estar em uma proporção aceitável para o modelo computacional ou instabilidades na solução podem impedir que se obtenha uma resposta adequada para o problema.

Os parâmetros de análise devem garantir que a malha represente o sistema e sua interferência nos resultados obtidos esteja abaixo de valores estipulados de erro. Neste caso, diz-se que o problema atingiu independência da malha e os resultados podem ser utilizados sem a necessidade de refinamentos ou melhorias no modelo (ÇENGEL E CIMBALA, 2007).

#### 4.4 Modelos numéricos

O coletor escolhido neste trabalho consiste em um equipamento comercial, tipo T, de 21 tubos, com diâmetro interno em contato com a água de 34 mm, comprimento de 1420 mm, tanque armazenador de 150 litros e espaçamento entre tubos de aproximadamente 70 mm.

Modelos tridimensionais foram desenvolvidos para representar o tubo evacuado e o tubo mais tanque armazenador. Contudo, o isolamento, vidros e demais componentes que não o fluido não foram considerados nos modelos computacionais. Esta abordagem é usual nos estudos apresentados anteriormente. Embora a presença do tanque completo tenha resultados mais próximos da realidade, este possuía também a inconveniência de um elevado custo computacional.

A Figura 18 representa a porção do tanque que foi modelada, em concordância com trabalhos de Budihardjo (2005) e Hayek (2009), onde a água que ocupa o espaço delimitado na parte intermediária representará o modelo computacional.

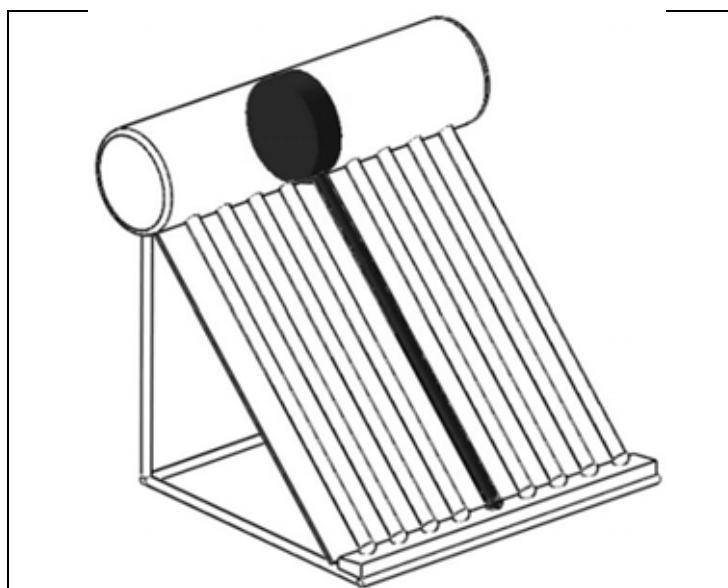


Figura 18: Esquema de um coletor e o modelo tanque e tubo.

A Figura 19 representa o modelo do tanque mais um tubo conectado seguindo a linha de centro do armazenador, sujeito a um regime transiente de aquecimento e cuja estratificação no interior do tanque também foi pesquisada. Nas paredes do tubo e tanque, a condição de não deslizamento foi imposta para o modelo, enquanto as laterais do tanque foram consideradas como paredes com deslizamento livre, o que representaria a continuidade do tanque relacionada ao tubo vizinho.

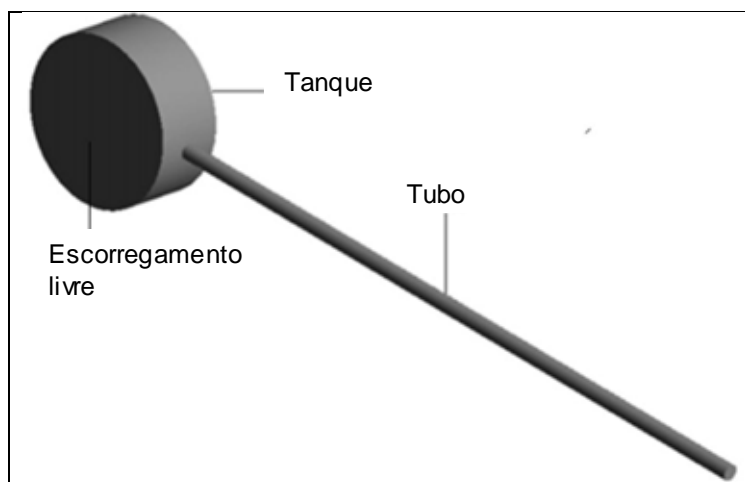


Figura 19: Modelo do tanque mais tubo.

A influência do tipo de condição de deslizamento nestas superfícies foi estudada por Budiardjo (2005), que concluiu não haver interferência no escoamento interno ao tubo, mas sim na forma como a estratificação do tanque evoluía. Em simulações com superfícies sem deslizamento, notou-se que o fluxo ascendente no interior do tanque sofria um estrangulamento provocado pelo atrito com as paredes e, com isto, a recirculação interna era intensificada.

A independência da temperatura em função do tipo de condição na parede pode ser observada na Figura 20, onde a linha sólida representa o modelo com escorregamento na parede do tanque e a linha tracejada o modelo sem escorregamento.

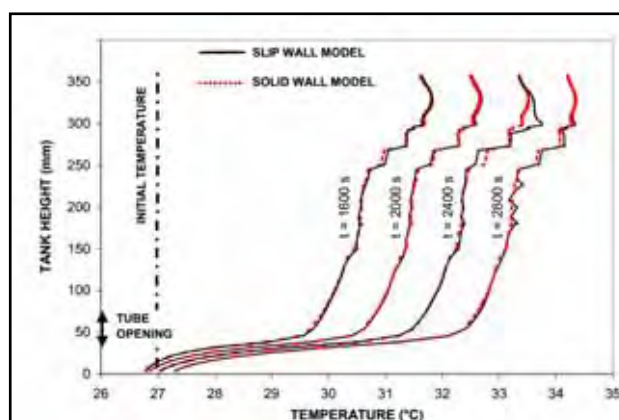


Figura 20: Influência do escorregamento no carregamento térmico do tanque. (BUDIARDJO, 2005)



A Figura 21 apresenta o modelo do tubo apenas, neste caso o regime de funcionamento é permanente e, assim como no modelo anterior, um plano de simetria foi utilizado para reduzir o número de elementos da malha. Através deste modelo obteve-se uma malha com boa qualidade e que não interferiu nos resultados obtidos. Na região de abertura, a condição de abertura com pressão estática constante foi empregada e os vetores de velocidade foram considerados normais à superfície tanto na entrada quanto saída da água.

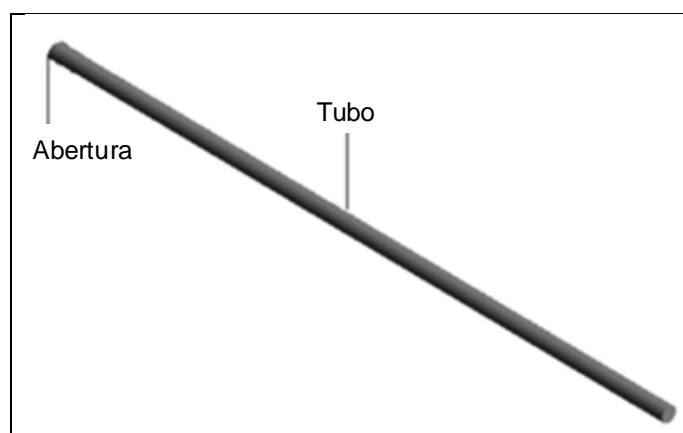


Figura 21: Modelo do tubo.

Na Tabela 1, são apresentadas as características utilizadas nos modelos acima. Sendo os domínios posteriormente reduzidos por um plano de simetria, o que diminuiria o número total de elementos da malha e melhoraria a estabilidade na solução. A instabilidade foi observada em simulações de tubos inteiros e notou-se que o fluxo de água oscilava no seu interior, ao longo de seu comprimento e dificultava a resolução do problema.

Tabela 1: Características dos modelos.

Diâmetro do tubo	34 mm
Comprimento do tubo	1420 mm
Diâmetro do tanque	350 mm
Largura do tanque	70 mm
Elemento	Tetraédrico com 5 camadas prismáticas

O regime do escoamento no interior do sistema foi considerado laminar. A modelagem da turbulência neste sistema é considerada complexa e, decorrente do efeito termossifão, o modelo mais comumente utilizado (modelo k-ε) apresenta limitações quanto ao seu uso. (HAYEK, 2009). O sistema também apresenta valores baixos de velocidade com máximo apresentado nas simulações de 0,05 m/s.

O fluido utilizado foi a água e suas propriedades fluidodinâmicas foram consideradas constantes no intervalo de pressão e temperatura no qual o problema estava sujeito. A hipótese de propriedades constantes está relacionada a aproximação de Boussinesq para o efeito de empuxo e gradiente de temperatura.

A abordagem do problema do termossifão utiliza a relação de Boussinesq, expressa pela Equação (16), nas equações de transporte. Esta abordagem considera a independência da densidade do fluido em relação à temperatura e pressão, aplicando um gradiente de aceleração gravitacional em cada volume finito como uma função linear da expansividade térmica do material; gerando resultados consistentes para a maioria dos fluidos incompressíveis, bem como a água.

$$(\rho - \rho_{ref}) = \rho_{ref} \beta(T - T_{ref}) \quad (16)$$

As principais propriedades da água são expressas na Tabela 2, a temperatura da água era de 300 K e os valores foram extraídos do banco de dados do **Ansys-CFX**.

Tabela 2: Propriedades da água.

Propriedades	Valor
$\rho$	997 kg/m <sup>3</sup>
$c$	4181.7 J/kg K
$\mu$	8.899E-4 Pa s
$k$	0.6069 W/m K
$\beta$	2.57E-4 1/K

Os modelos utilizaram malhas não estruturadas de elementos tetraédricos e cinco camadas prismáticas estruturadas para a composição da camada limite; compreendendo a região da superfície lateral do tubo e tanque. Embora o tanque não tivesse a necessidade da utilização de elementos prismáticos, estes foram adicionados para garantir a qualidade de malha ao longo de todo o sistema. A geração da malha foi feita pelo programa ICM-CFD.

A Figura 22 apresenta a seção transversal do tubo com a sua respectiva malha, onde é possível observar o centro do tubo formado por elementos tetraédricos e a camada limite com os elementos prismáticos.

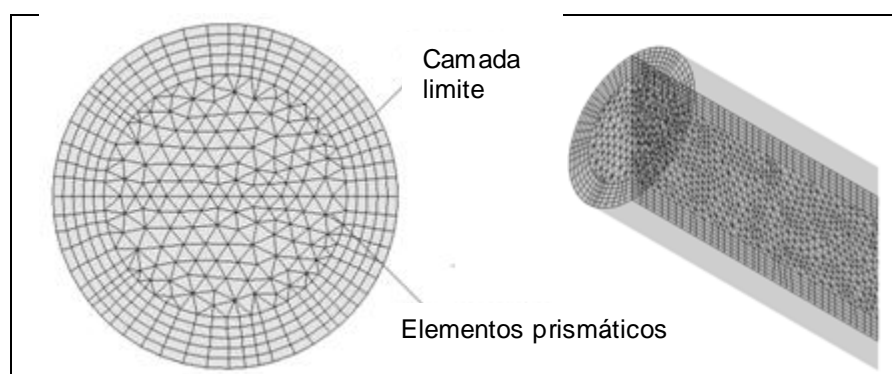


Figura 22: Seção transversal do tubo.

A Figura 23 apresenta a região de conexão entre o tubo e o tanque, demonstrando que a camada prismático no tanque permite a continuidade dos elementos que saem do tubo e, assim, a menor distorção dos elementos.

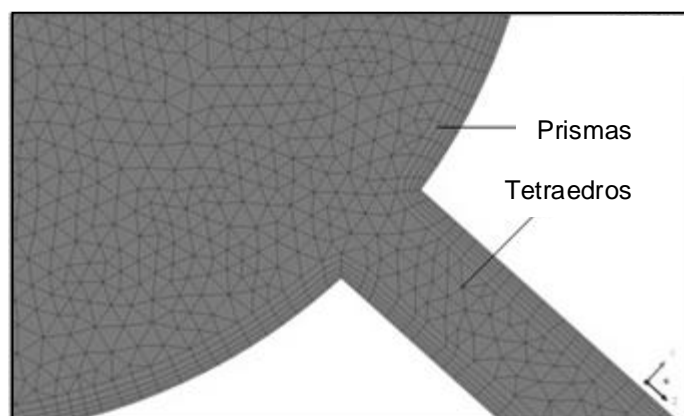


Figura 23: Conexão entre tanque e tubo.

Os elementos tetraédricos em malha não estruturada foram escolhidos pela sua fácil modelagem e por possuir métodos de geração de malha considerados mais robustos. Adicionado ao fato que estes elementos são indicados a geometrias mais complexas como a presença de um tanque de grande diâmetro acoplado ao tubo de pequeno diâmetro.

Para garantir a independência dos resultados com a malha, três malhas foram testadas quanto sua influência nas magnitudes de temperatura e velocidade. As dimensões dos elementos consistiram em 4 mm, 2 mm e 1 mm. Notou-se que a diferença entre o maior valor de elemento e o menor resultava em variações de 10% no perfil de temperaturas e menos de 5% no perfil de velocidades.

Entre as malhas de 2 mm e 1 mm, ocorriam variações de, respectivamente, 5% e menos de 1%. Neste caso, a malha de 2 mm foi escolhida, uma vez que esta apresentava boa qualidade e a dimensão do elemento não resultava em grande custo computacional.

Os modelos finais compreenderam um total (tetraedros e prismas) de, aproximadamente, 700.000 elementos no modelo permanente e 1.500.000 elementos no modelo transiente. O computador utilizado foi: processador de dois núcleos de 2,2 GHz e 4 Gb de memória RAM. O tempo de simulação para o regime permanente foi de, aproximadamente, 3 dias e, para o regime transiente, de 7 a 10 dias.

#### **4.5 Condições de contorno**

A condição de contorno térmica utilizada nos modelos foi de fluxo de calor conhecido, sua distribuição ao longo da circunferência do tubo está coerente com o trabalho realizado por Budihardjo (2005) e foi aplicado um fluxo uniforme de calor.

A utilização de um fluxo uniforme compreendeu resultados numéricos e experimentais, onde foi observado em sistemas de tubos evacuados com placa

reflexiva que aproximadamente 57% da taxa de calor eram provenientes da parte superior do tubo e os demais 43% provinham da parcela inferior (BUDI HARDJO, 2005). Sendo tal conclusão obtida a partir do estudo dos resultados de Cabanillas (1999).

Logo, a energia total foi aproximada para 50% em cada lado e, através de resultados experimentais, observou-se que em uma incidência solar de 1 kW/m<sup>2</sup>, uma taxa de calor para o aquecimento da água de 75 W era observada; este valor dividido uniformemente pela superfície cilíndrica do tubo resulta em aproximadamente 500 W/m<sup>2</sup> (MORRISON ET AL., 2005).

Neste estudo, a temperatura inicial dos modelos foi considerada como 300 K, para verificação do comportamento dos modelos, foi aplicado um fluxo de calor uniforme ao longo da superfície do tubo de 500 W/m<sup>2</sup>, e três diferentes inclinações foram aplicadas: 30<sup>o</sup>, 45<sup>o</sup> e 60<sup>o</sup>. A análise transiente compreendeu a simulação de 1 hora de funcionamento do coletor.

A aceleração gravitacional foi considerada como sendo 9,81 m/s<sup>2</sup> e pressão atmosférica de 1 atm. As perdas térmicas no tanque e tubo foram desconsideradas embora em estudos recentes destes coletores, o valor de coeficiente global de perdas igual a 0,8 W/m<sup>2</sup>K tenha sido empregado para o tubo mais tanque armazenador. A Figura 24 representa o modelo tanque e tubo com as condições de contorno.

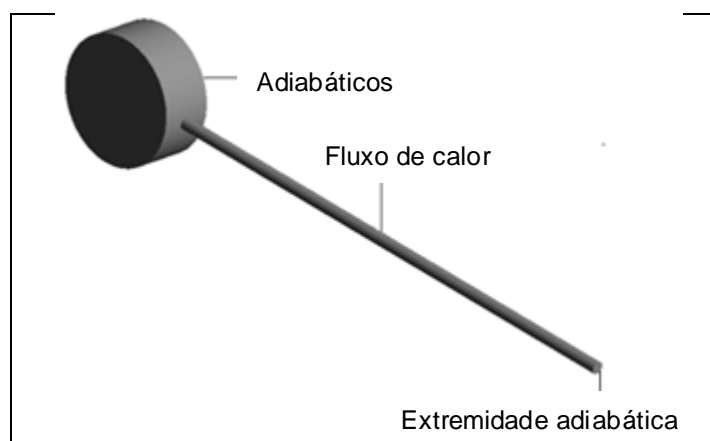


Figura 24 - Modelo do tanque mais tubo.

No caso do modelo em regime permanente, Figura 25, a água que entrava no tubo foi mantida a temperatura constante e igual a 300 K para representar a entrada de água fria no sistema.

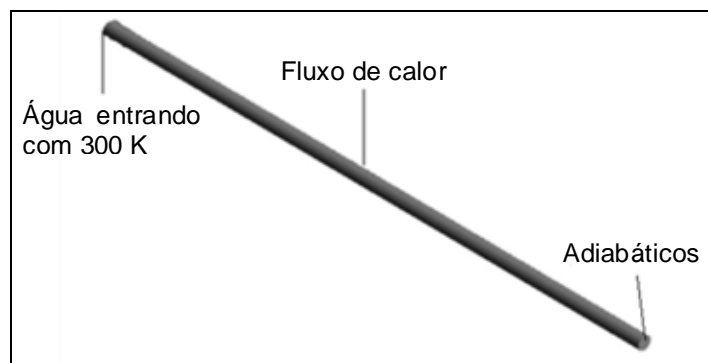


Figura 25 - Modelo do tubo.

Como o tanque armazenador não está presente neste modelo, uma pressão estática foi aplicada sobre a abertura do tubo e mantida em 2500 Pa para simular a coluna de água do tanque armazenador. Esta magnitude foi obtida através do cálculo da pressão estática provocada pela altura da água em um tanque de 350 mm de diâmetro e considerando a posição do tubo.

## CAPÍTULO 5 - RESULTADOS

No regime permanente, para auxiliar a resolução do modelo, foi realizado uma primeira simulação para residual mínimo de  $5E-5$ , com um fator local de tempo igual a 5. Os resultados foram então utilizados na simulação com tamanho do passo de tempo automático e critério de convergência de  $1E-5$ . Caso contrário, a solução tornava-se demorada e o problema não convergia em 6000 iterações.

Para o caso transiente, foram adotados um passo de tempo de 1 s e o critério de um máximo de 5 iterações por passo. O critérios de resíduos mínimos igual à  $1E-5$  também foi empregado.

## 5.1 Validação dos modelos

Para a validação, um modelo de tubo com inclinação de  $45^\circ$  foi comparado qualitativamente e quantitativamente com resultados apresentados no trabalho de Budihardjo (2005). Em seus resultados, foi observada a formação de uma região de recirculação anterior a abertura do tubo, o que provocaria o aumento da vazão de água na região e provocaria a mistura de água quente e fria. A máxima temperatura atingida na abertura foi de, aproximadamente,  $35^\circ\text{C}$  e a máxima velocidade atingida foi de, aproximadamente,  $45\text{ mm/s}$ , conforme observado na Figura 26.

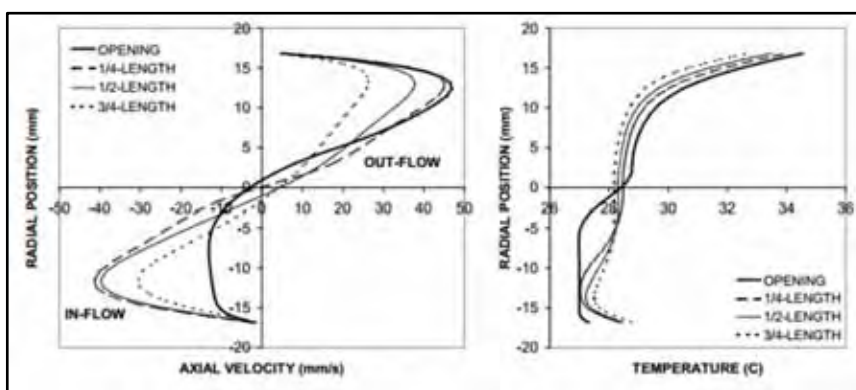


Figura 26: Perfis de velocidades e temperaturas.  
(BUDIARDJO, 2005)

Os perfis de velocidade obtidos através da simulação do modelo em regime permanente estão expressos na Figura 27. Onde as seções foram escolhidas com relação a distância da abertura.

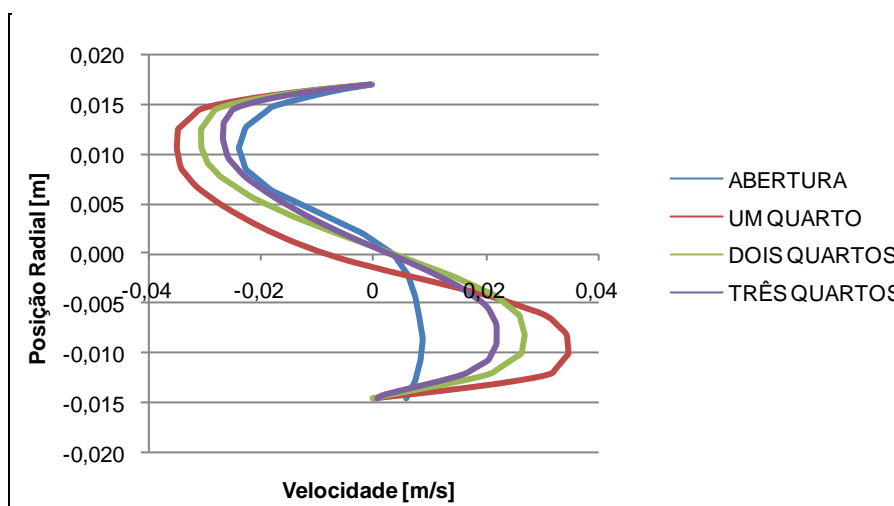


Figura 27: Perfis de velocidades com inclinação de  $45^\circ$ .

O comportamento das velocidades nas simulações é semelhante aos resultados obtidos por Budihardjo (2005), contudo, a magnitude diverge especialmente quanto à velocidade atingida na abertura e no fluxo de saída do tubo. Nos resultados obtidos, a velocidade na saída da água do tubo é menor que a velocidade nas seções mais internas; em resultados subsequentes, uma região próxima a entrada (denominada de recirculação) gerava vazões mássicas superiores na proximidade da entrada e, por consequência, uma intensidade de velocidade maior antes da entrada já era esperada.

Cabe também ressaltar que a condição de contorno referente a pressão na abertura não é detalhada no modelo de Budihardjo (2005), logo, uma intensidade de pressão estática referente a coluna de água do tanque armazenador foi estimada em 2500 Pa e poderia explicar as divergências de valores encontradas.

Quanto aos perfis de temperatura, expressos na Figura 28, nota-se novamente que o comportamento dos resultados obtidos é semelhante ao do modelo utilizado para validação embora a região inferior do tubo tenha apresentado temperaturas levemente divergentes.

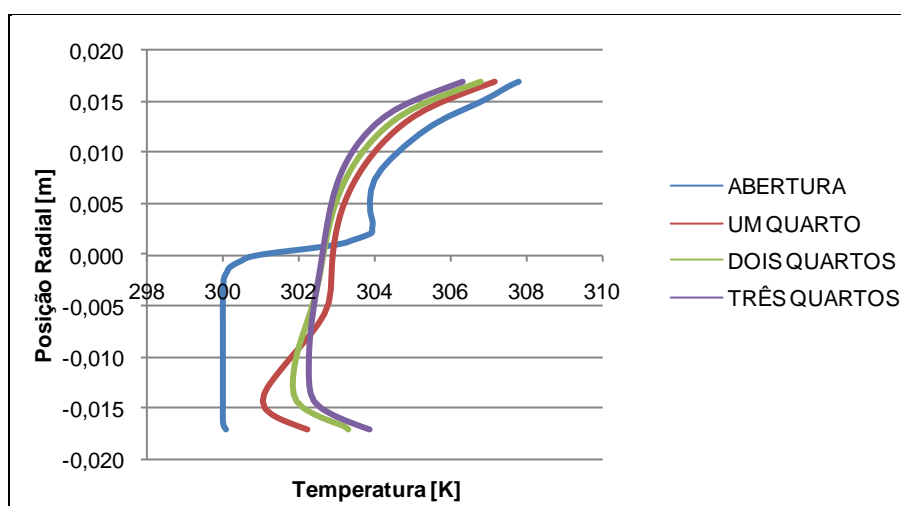


Figura 28: Perfis de temperaturas com inclinação de 45°.

A máxima temperatura encontrada no modelo de Budihardjo (2005) foi de aproximadamente 308 K e localizada na parede do tubo próxima a saída. A região de abertura apresentou resultados significativamente semelhantes, com



temperaturas máximas próximas a parede do tubo e mínimas na metade inferior da seção transversal do tubo.

## 5.2 Modelo permanente

O estudo do modelo permitiu a verificação do comportamento da água no interior do tubo evacuado, sujeito a um fluxo de calor uniforme na sua superfície e com uma condição de contorno de abertura na extremidade superior. O regime permanente torna-se de grande importância também para a verificação do desempenho destes coletores, visto que as normativas para os devidos ensaios buscam sempre uma condição permanente do equipamento para que dados de temperatura, radiação e velocidade do vento sejam adquiridos.

No caso da análise computacional, os perfis de velocidade foram calculados quanto à sua distribuição ao longo da seção transversal do tubo e o comprimento deste. A variação da temperatura também foi observada e características do escoamento interno foram verificadas.

A Figura 29 apresenta os perfis dos vetores velocidades ao longo do comprimento do tubo, onde é possível notar a redução do escoamento com a proximidade da extremidade inferior e a divisão do fluxo de água em duas correntes, uma ascendente de água quente e outra descendente de água fria.

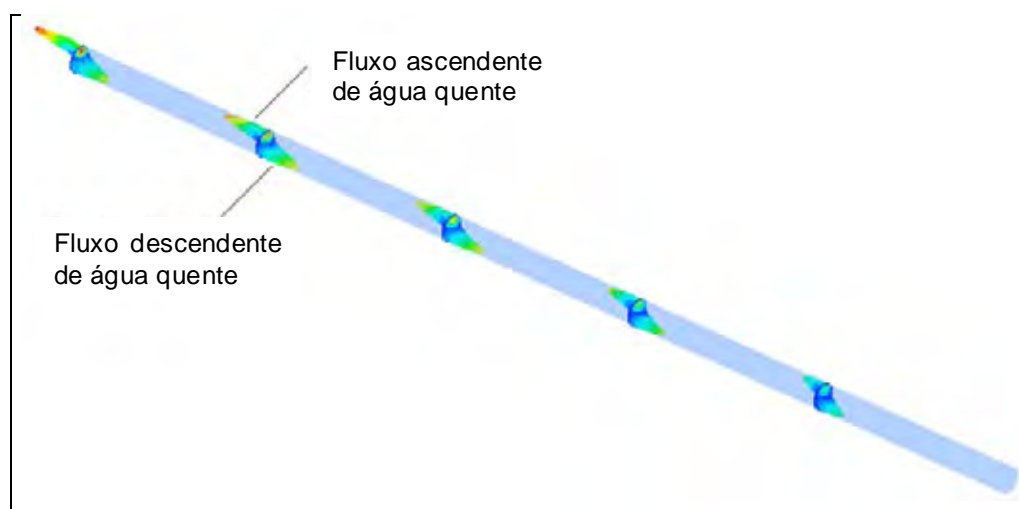


Figura 29: Perfis de velocidades ao longo do tubo com inclinação de 30°.

As duas correntes de água podem ser mais bem visualizadas na Figura 30, a água quente ocupa aproximadamente um terço da parte superior da seção transversal enquanto a parcela de água fria ocupa a região inferior. Esta característica é condizente com o fato da água quente possuir menor densidade.

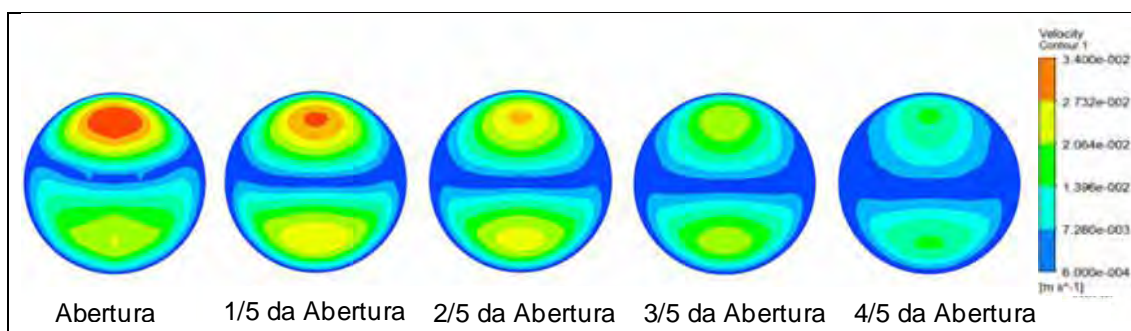


Figura 30: Seções transversais do tubo com inclinação de  $30^\circ$  e fluxo de calor de  $500 \text{ W/m}^2$ .

A Figura 31 apresenta os perfis de velocidade em uma vista lateral. Os vetores sobrepostos são decorrentes da concentração da frente de água fria na porção inferior e uma parcela da lateral do tubo, enquanto a frente de água quente ocupa, principalmente, a porção superior e central do tubo.

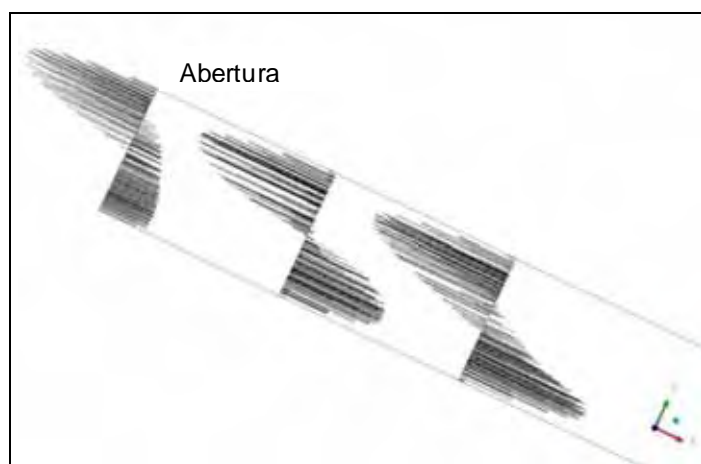


Figura 31: Perfis de velocidades em um tubo com  $30^\circ$  de inclinação

O cálculo das vazões utilizou a integração dos módulos das velocidades, em cada seção transversal e a multiplicou pela massa específica constante da água. O valor obtido foi dividido por dois, visto que haveriam dois fluxos, ascendente e descendente, ocorrendo simultaneamente no tubo.

Os valores de vazão mássica são apresentados na Figura 32 onde observa-se que sua magnitude, ao longo do comprimento do tubo, apresenta valor máximo a aproximadamente 200 mm de distância da abertura e seu valor diminui conforme se aproxima da extremidade fechada; a medida que a água fria é aquecida e sobe devido aos efeitos do empuxo.

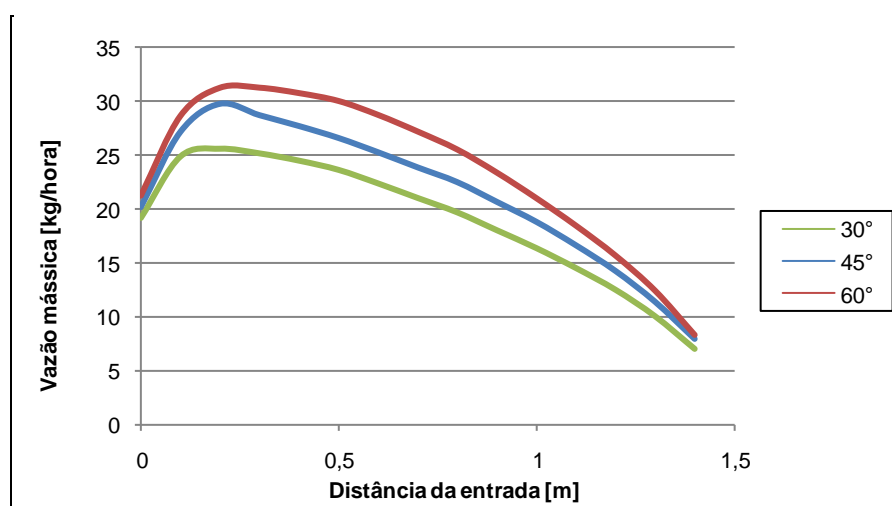


Figura 32: Vazões mássicas ao longo do comprimento do tubo.

Percebe-se também que, na abertura, os tubos apresentam uma vazão, aproximadamente, 20% menor que a máxima obtida na simulação e este resultado, a princípio, diverge do resultados esperados quanto à conservação de massa. De fato, esta característica ocorre devido à presença de uma região de recirculação e a forma como a vazão foi calculada.

Nesta região, a água quente ascendente se encontra com o fluxo descendente de água fria e provoca a recirculação. Dado a forma como foi calculada a vazão, através da integração do módulo dos perfis de velocidade, este valor resulta da presença de fluxos de água que não contribuem de fato para a entrada ou saída de água. Portanto, a vazão que efetivamente deixa o trocador deve ser considerada na abertura, que compreende o ponto de 0 m.

A Figura 33 demonstra as linhas de corrente no escoamento interno ao tubo, onde pode-se observar a região de recirculação próxima à entrada onde a água sofre diversas circulações antes de ser descarregada do tubo.

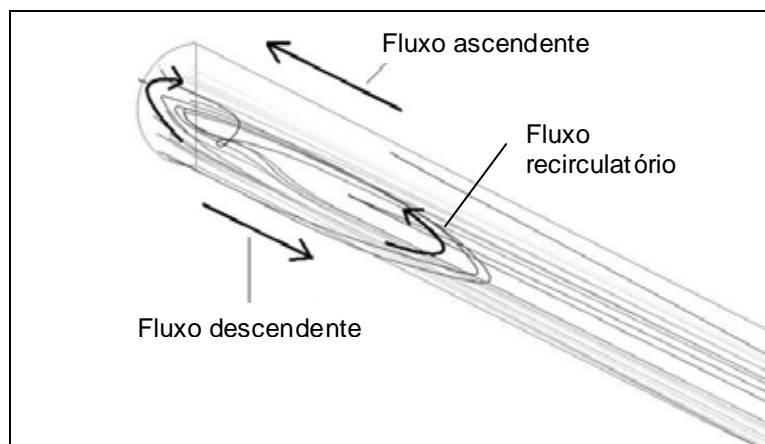


Figura 33: Região de recirculação

No escoamento interno ao tubo, duas frentes principais de correntes são verificadas, a corrente de água fria que ingressa o tubo pela parte inferior deste e é aquecida pelo contato com o tubo. A água em aquecimento percorre a circunferência do tubo até iniciar uma nova corrente principal, na parte superior do tubo e então é descarregada.

A Figura 34 apresenta as duas grandes frentes de escoamento interno que são separadas entre si apenas pelo plano de cisalhamento e se concentram na parte central do tubo. A porção próxima a parede do tubo é ocupada pelos fluxos circunferências.

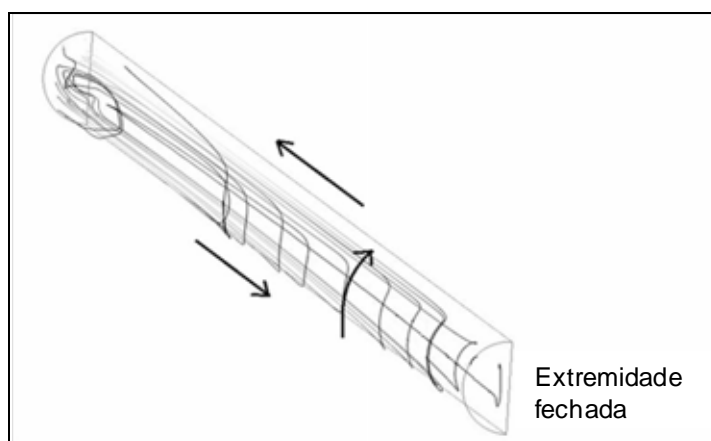


Figura 34: Frentes de escoamento.

A velocidade e temperatura foram calculadas em cinco pontos ao longo do comprimento do tubo (abertura, 300 mm, 600 mm, 900 mm e 1200 mm). A

aferição ocorreu ao longo de uma linha vertical de tamanho igual ao diâmetro do tubo, conforme mostrado na Figura 35.

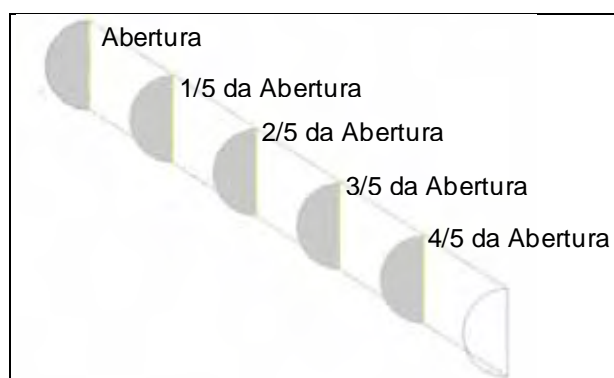


Figura 35: Locais de medições.

Na Figura 36, são apresentados os perfis de velocidades para um tubo sujeito a uma inclinação de  $30^\circ$ , observando-se que a velocidade máxima atingida foi pouco mais de 0.01 m/s, enquanto a máxima temperatura de saída foi superior a 312 K (conforme

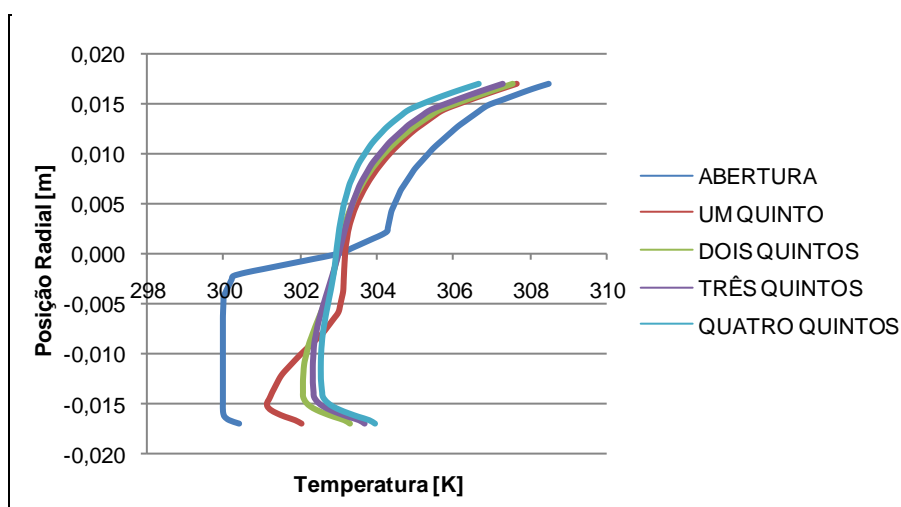


Figura 37). Neste caso, a baixa velocidade permite que a água seja aquecida a tal temperatura antes de ser descarregada do tubo.

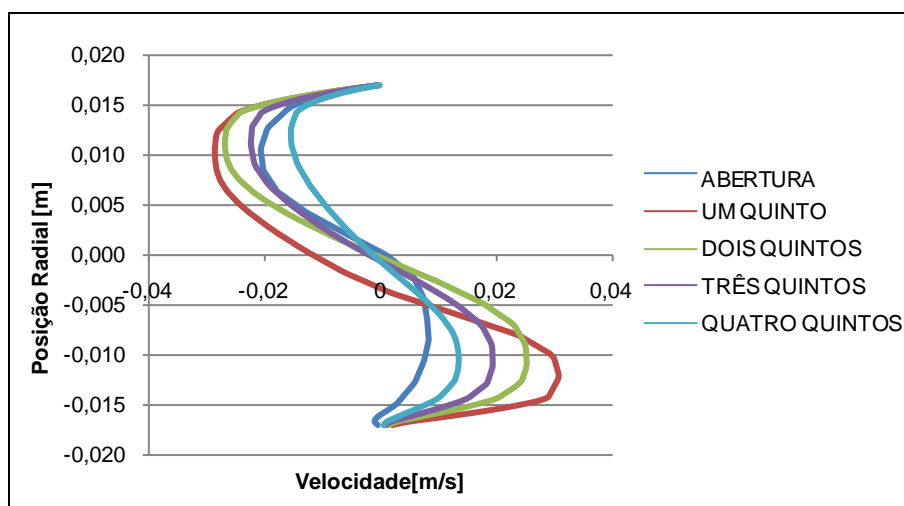


Figura 36: Perfis de temperaturas com inclinação de 30°.

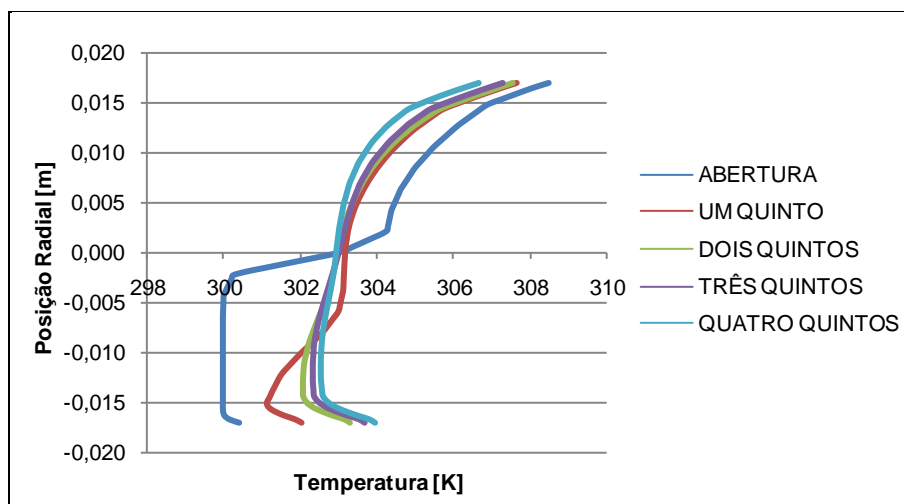


Figura 37: Perfis de velocidades com inclinação de 30°.

O coletor sujeito a uma inclinação de 45° foi analisado, quanto aos valores de velocidade e temperatura, durante a validação do modelo permanente.

Para a inclinação de 60°, nota-se que o efeito da força de empuxo é diretamente proporcional a inclinação do coletor. A velocidade no interior do tubo é intensificada e, por conseguinte a temperatura da água diminui quando comparado aos demais modelos. Figura 38 e Figura 39 representam, respectivamente, os perfis de velocidades e temperaturas ao longo do diâmetro de um tubo inclinado em 60°.

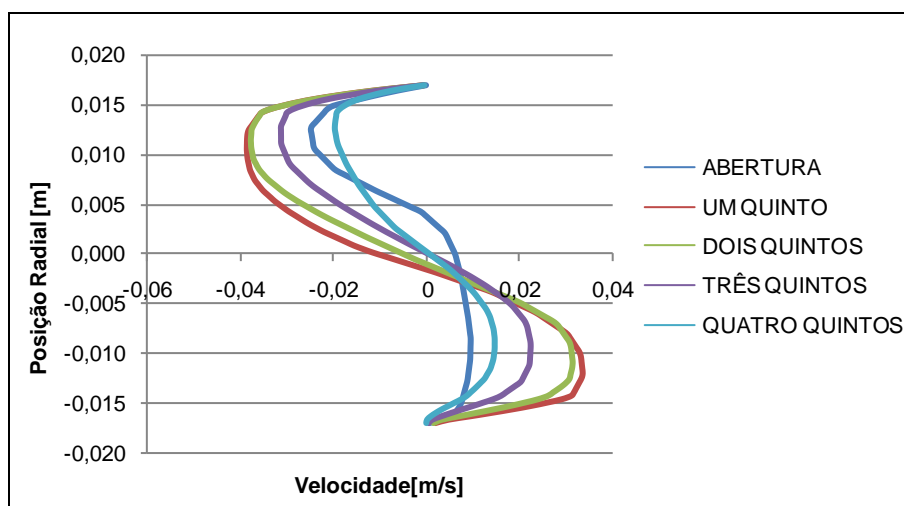


Figura 38: Perfis de velocidades com inclinação de 60°.

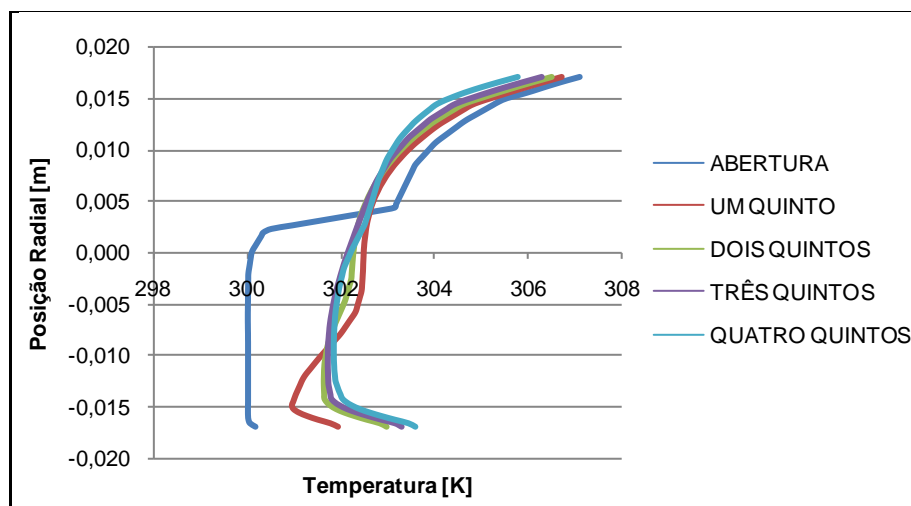


Figura 39: Perfis de temperaturas com inclinação de 60°.

Neste modelo, houve dificuldade de convergência dos resultados, indicando que, talvez, a turbulência torna-se um parâmetro importante para esta inclinação do coletor. Embora houvesse a possibilidade de existir turbulência no sistema e, por conseguinte, causar a dificuldade de convergência, o modelo foi mantido como laminar e a solução foi realizada através de uma metodologia pseudo-transiente.

Através dos resultados apresentados, observa-se que a inclinação do tubo com a horizontal desempenha papel importante no fluxo de massa de água, sendo este diretamente proporcional a componente da gravidade na direção do escoamento e, por consequência, ao seno do ângulo de inclinação do coletor com a horizontal. Esta angulação do coletor deve ser definida pelo

local em que está instalado e depende da necessidade de instalação (média anual ou máxima no inverno), da latitude do local e, até mesmo, parâmetros estéticos.

### 5.3 Modelo transiente

Para o caso transiente, a validação foi realizada a partir do comportamento do modelo permanente, onde regiões como a recirculação, duas frentes de escoamento, perfis de velocidade e temperatura deveriam ser condizentes em ambas as abordagens. Os modelos foram submetidos a variações da inclinação com a horizontal e para um fluxo de calor de  $500 \text{ W/m}^2$  aplicado sobre o tubo.

A vazão mássica ao longo do tubo manteve seu comportamento similar ao apresentado no modelo permanente. Novamente, a vazão tendia a aumentar na proximidade da conexão entre o tanque e tubo decorrente da região de recirculação, e as magnitudes da vazão de descarga aumentavam proporcionalmente a inclinação com a horizontal do tubo evacuado.

Quanto aos resultados referentes a fluidodinâmica no interior do tanque e tubo, no carregamento do tanque observado na Figura 40, para uma inclinação de  $45^\circ$  e tempo decorrido de 400 s, a água aquecida que é descarregada do tubo evacuado forma uma pluma que se desloca até a parte superior do tanque armazenador e a inércia do escoamento tende a misturar a água aquecida com a água fria do interior do tanque.



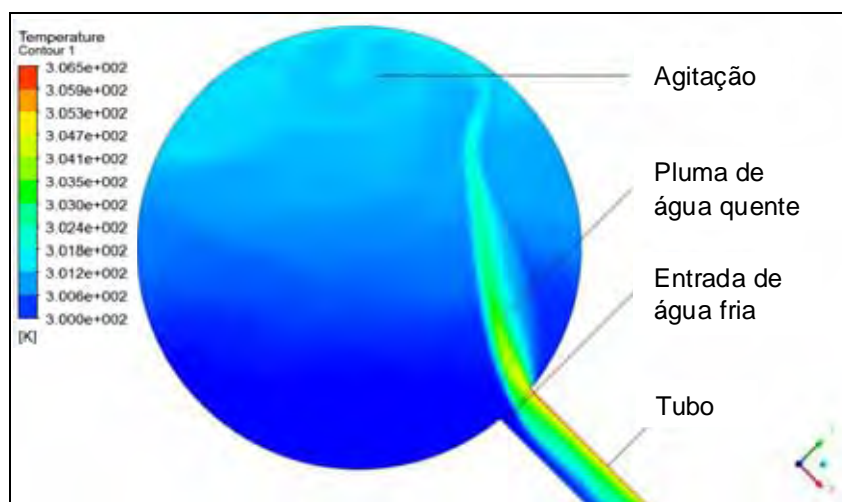


Figura 40: Carregamento do tanque para 45° e decorridos 400 segundos.

Percebe-se um início de estratificação térmica, com a água aquecida ocupando a parte superior do armazenador conforme é alimentado pela pluma que sai do tubo. A água fria permanece na porção inferior mas parte desta também é misturada com a água quente durante o processo de carregamento.

A Figura 41 representa as linhas de corrente na extremidade do tubo e interior do tanque. Nota-se a agitação na porção superior do tanque e um escoamento descendente da água quente que mistura-se com a água fria presente na porção inferior. Outro fenômeno visível através das linhas de corrente é a região de recirculação que surge próxima a abertura do tubo.

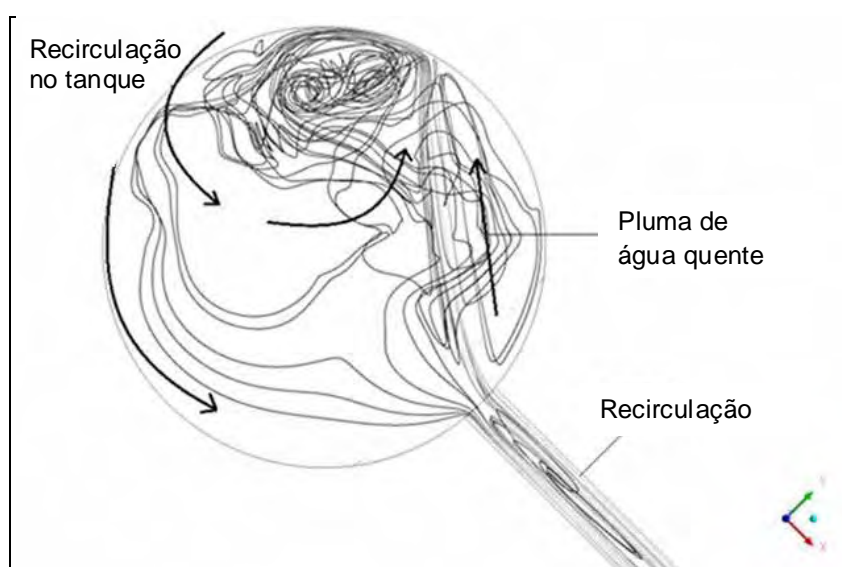


Figura 41: Recirculação no interior do tanque.

Os perfis de velocidades seguem o mesmo padrão demonstrado no regime permanente, com duas frentes de escoamento e o aumento na velocidade próximo a entrada. Estes são representados na Figura 42.

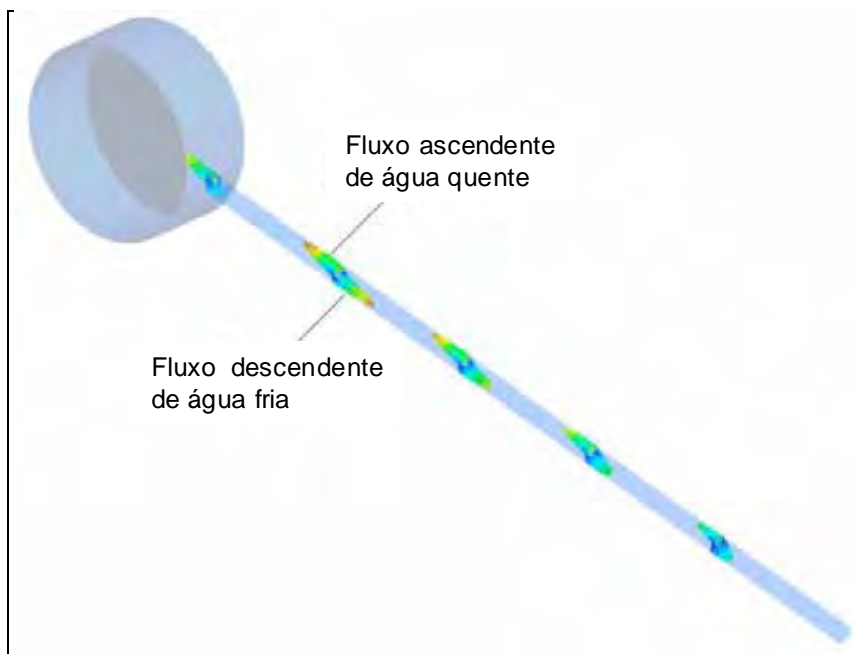


Figura 42: Perfis de velocidades ao longo do tubo.

Contudo, para representar os perfis de velocidades em uma vista lateral, foi preciso decompor a velocidade em componentes longitudinais e transversais ao comprimento do tubo, pois a condição de contorno na abertura do tubo não é mais normal a sua seção transversal. Na Figura 43, estão expressas as projeções dos perfis de velocidades na direção paralela ao escoamento no interior do tubo.

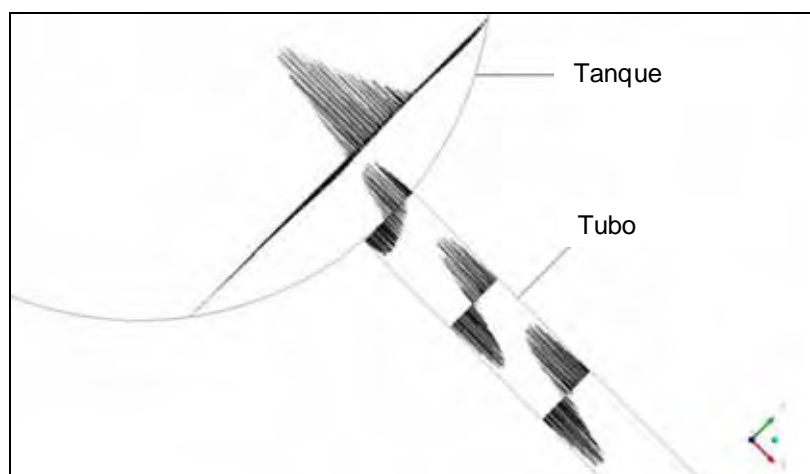


Figura 43: Perfis de velocidades rebatidos para o eixo x, em coletor com 45° e 400 segundos de funcionamento.

A Figura 44 apresenta o perfil real da velocidade verificado na abertura do tubo sem que haja imposição de fluxos normais a superfície de controle, como imposto no modelo permanente. Os vetores que saem do tubo são inclinados para a parte superior, para formar a pluma de água quente, enquanto os vetores da água fria que entram no tubo tendem a se afastar da superfície que está aquecida e resulta em um movimento ascendente.

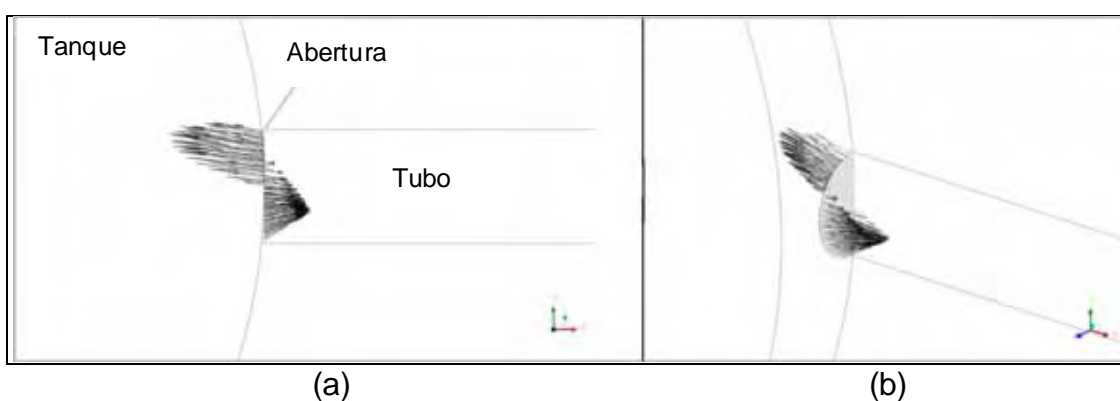


Figura 44: Perfis reais de velocidades. (a) vista lateral e (b) vista em perspectiva da conexão tanque e tubo.

Quanto aos resultados obtidos para a caracterização térmica do equipamento, a Figura 45 mostra as distribuições de temperaturas numa seção transversal do tanque e a linha em amarelo que representa a região de controle de temperatura no interior do tanque.

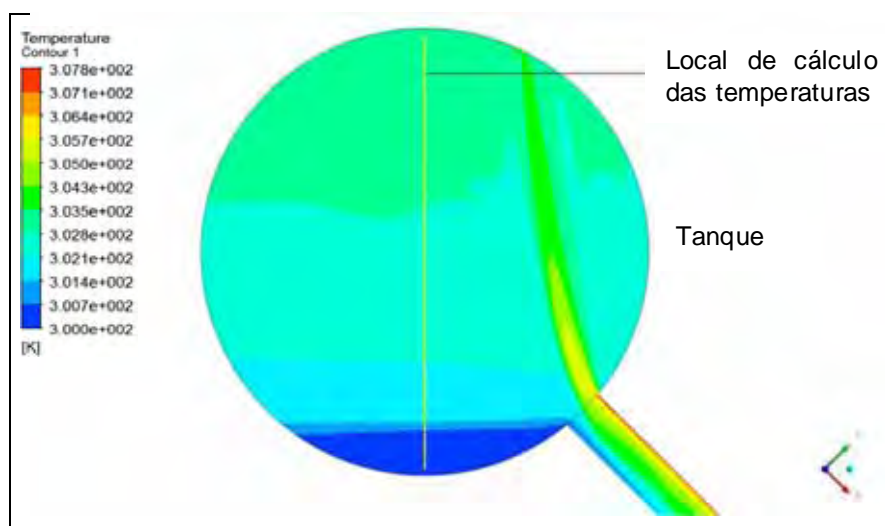


Figura 45: Local de medição das temperaturas. Carregamento para inclinação de 45° e 1200 segundos.

A distribuição das temperaturas nesta região permite avaliar o resultado da estratificação térmica do tanque e está representado por perfis de carregamento na Figura 46. O carregamento do tanque é visível quando analisado o aumento de temperatura ao longo dos intervalos de simulação utilizados (400, 1200, 1800 e 2400 segundos).

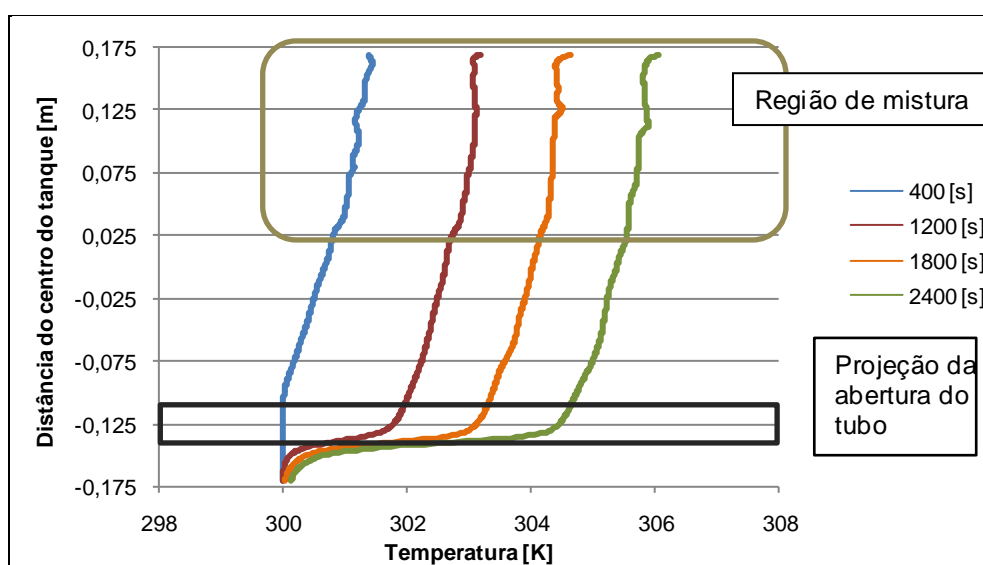


Figura 46: Carregamento térmico do tanque para inclinação de 45°.

Observa-se um alto gradiente de temperatura na região coincidente com a abertura do tubo. Desta forma, a inclinação acentuada das curvas representaria o início da região de influência do tubo aquecedor sobre o carregamento do tanque. Destaca-se o fato de que a posição da conexão do tubo no tanque, neste caso, tem grande importância para a estratificação térmica. Enquanto

Na parte superior, a variação da temperatura com a distância reduz e pequenas oscilações são notadas; este efeito é, provavelmente, decorrente da circulação de água no interior do tanque e que foi apresentada anteriormente.

A Figura 47 apresenta o carregamento do coletor inclinado 30°. Para esta inclinação, as temperaturas obtidas são superiores à inclinação de 45°, principalmente, quando avaliadas na parte superior do tanque armazenador.

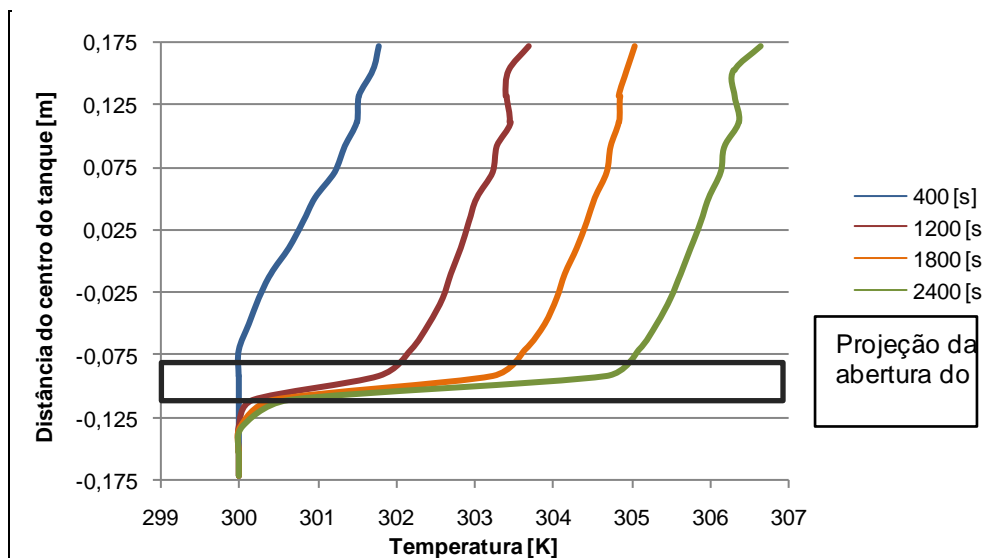


Figura 47: Carregamento térmico do tanque para inclinação de 30°.

Na inclinação de 60°, a temperatura foi inferior às inclinações anteriores, sendo percebido que o tanque sofre influência do tubo evacuado ao longo de sua altura e a região inferior não mais mantém temperaturas de 300 K. O carregamento do tanque armazenador é apresentado na Figura 48.

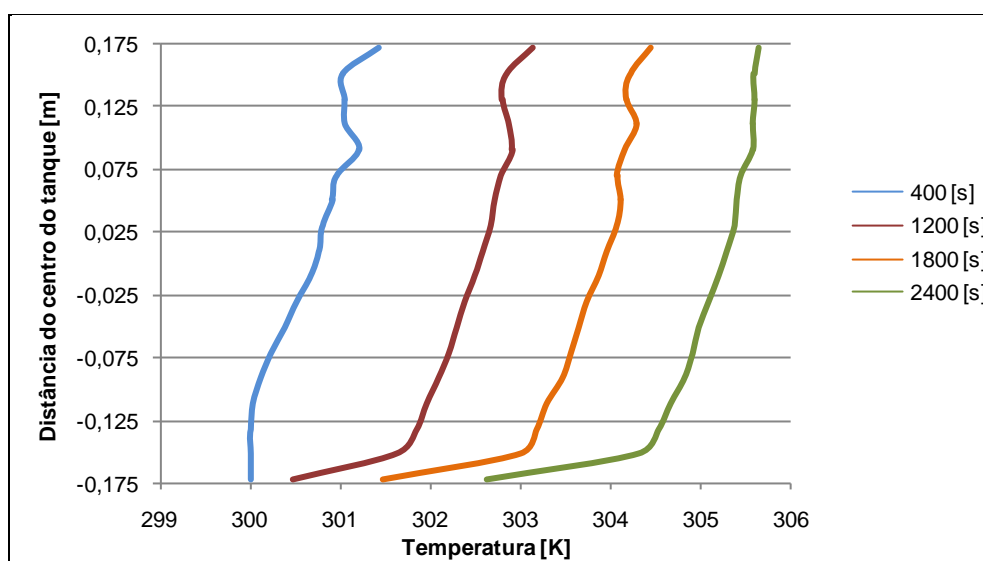


Figura 48: Carregamento térmico do tanque para inclinação de 60°.

Conforme explicitado no modelo permanente, a diferença de aquecimento decorrente da inclinação pode ser explicada pelo aumento da velocidade da água no interior do tubo evacuado para maiores angulações do coletor e conseqüente redução da temperatura da água descarregada do tubo.

A variação da velocidade com a inclinação do coletor pode ser vista na Figura 49, com os valores de velocidade medidos na junção tanque e tubo, em uma posição de 10 mm acima da linha de centro do tubo e cálculos realizados a cada 200 s de simulação. É possível observar também o efeito transiente nos carregamentos representado pelas curvas de grande inclinação.

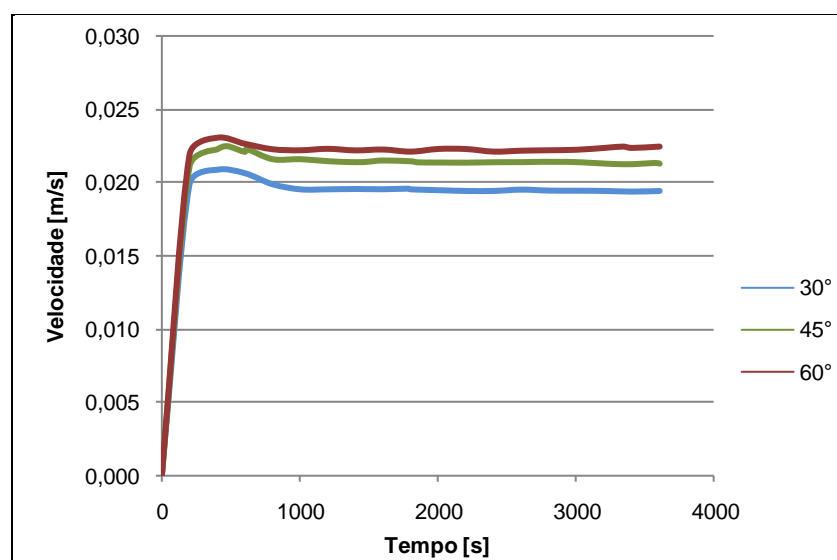


Figura 49: Efeito transiente no tanque armazenador.

Neste caso, o efeito transiente dos modelos não ultrapassa 10 minutos de funcionamento dos sistemas e é sucedido por uma região de elevação de velocidades que decorrem do gradiente elevado de temperaturas. Por fim, embora o tanque seja constantemente carregado termicamente, os modelos apresentam a tendência de funcionarem em regime permanente, conforme demonstrado pelas curvas, praticamente, horizontais.

Durante as simulações do regime transiente, notou-se a presença de uma região de estagnação no interior do tanque armazenador, cuja água permanecia a temperatura próxima de 300 K durante todo o tempo de funcionamento do coletor (neste trabalho, de 3600 s).

Para a inclinação de  $30^\circ$ , este efeito torna-se mais visível, ocupando em torno de 20% do tanque e observa-se que esta região é formada abaixo da conexão do tubo evacuado no tanque. A Figura 50 representa a estratificação térmica no coletor inclinado em  $30^\circ$  com a horizontal.

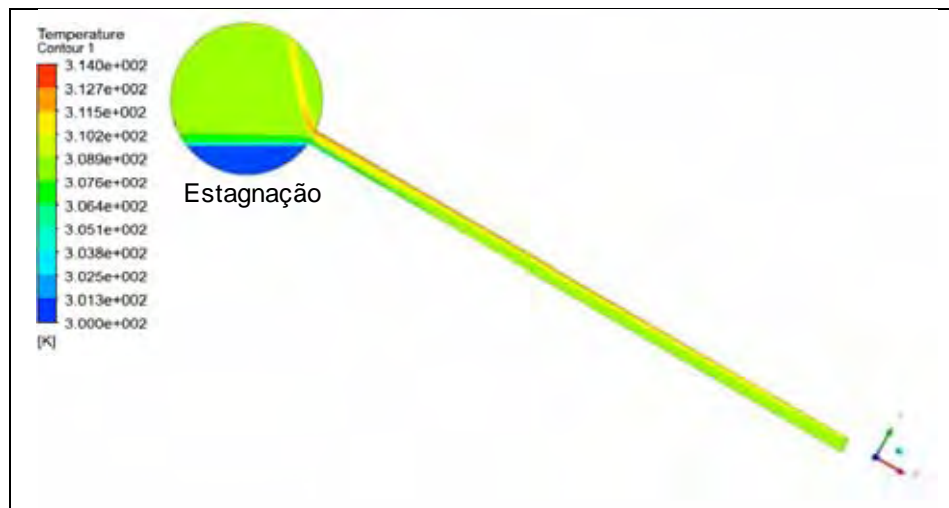


Figura 50: Região de estagnação para inclinação de  $30^\circ$  e 3600 segundos.

Embora com menor dimensão, a região de estagnação no tanque também esteve presente no coletor inclinado em  $45^\circ$ , conforme mostrado na Figura 51, e compreendeu, aproximadamente, 10% do volume do tanque armazenador.

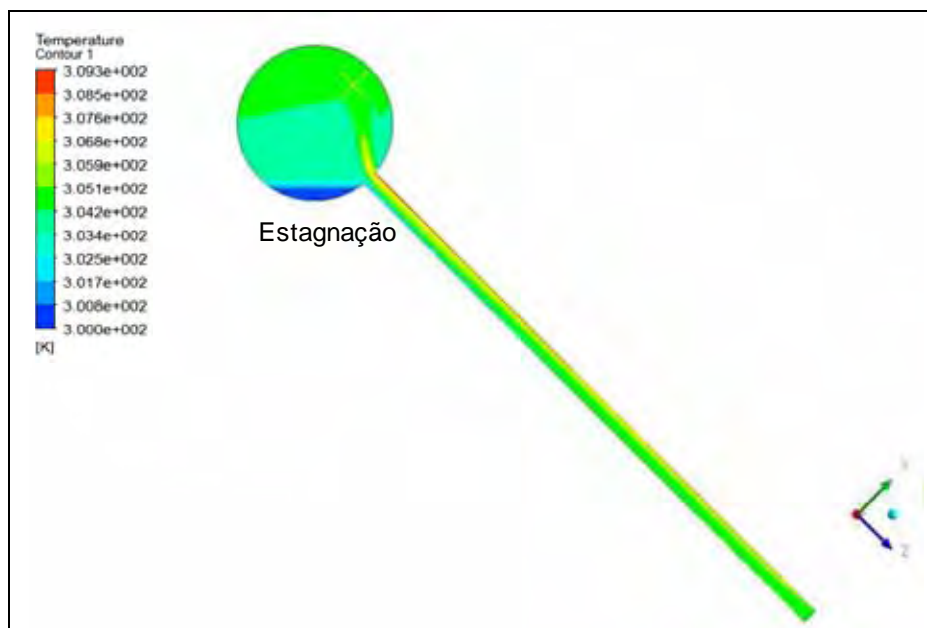


Figura 51: Região de estagnação para inclinação de 45° e 3600 segundos.

Neste local, a água não consegue penetrar no tubo para ser aquecida e a transferência de calor ocorre apenas pelo contato com a água mais quente acima da região de estagnação e pela movimentação da corrente aquecida no interior do tanque.

A região sem aquecimento da água resultaria em uma redução da eficiência do tanque em armazenar energia térmica e, assim, diminuição da água aquecida disponível.

Outro efeito desfavorável representaria a recirculação de água próxima à abertura do tubo, onde a água fria descendente e quente ascendente seriam misturadas antes de ocorrer a efetiva descarga do tubo. A água descarregada no tanque seria de temperatura menor quando comparada a um sistema ideal onde não houvesse esta mistura.

#### 5.4 Modelo modificado

O modelo modificado propõe uma alternativa para eliminar ou reduzir a região de estagnação e a recirculação do tubo evacuado. O sistema criado consistiu em utilizar um tubo com duas extremidades abertas, onde, na parte interior deste, seria realizada uma conexão com a região inferior do tanque armazenador e o equipamento trabalharia sob efeito termossifão.



Com esta modificação, pretendia-se separar as correntes de água fria e quente no interior do tubo evacuado e garantir que o tubo fosse constantemente alimentado pela água fria presente na porção inferior do tanque.

A Figura 52 apresenta o modelo modificado. A conexão possui mesmo diâmetro do tubo evacuado e foi conectada ao tanque seguindo a linha do raio do mesmo. A condição de deslizamento livre sobre a superfície foi aplicada sobre esta, para evitar que a perda de carga no sistema seja superestimada e o sistema permaneceu como adiabático para as perdas térmicas.

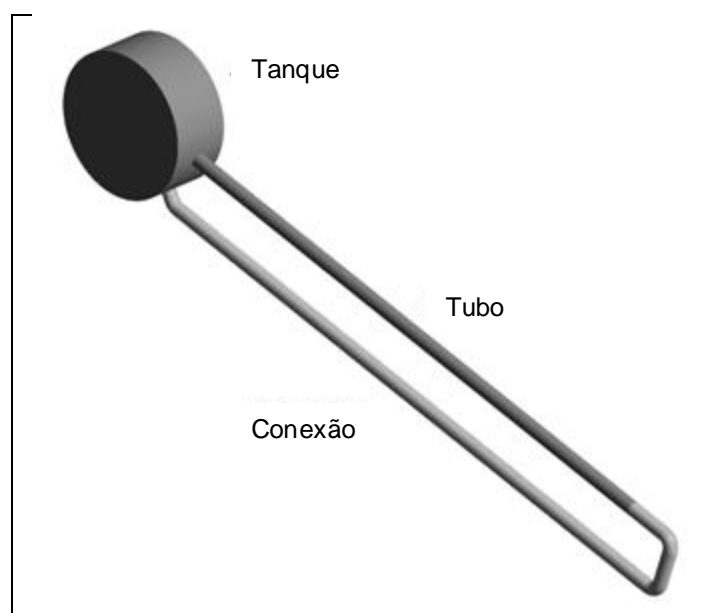


Figura 52: Modelo modificado.

Para comparação com o modelo convencional, a inclinação de  $30^\circ$  foi utilizada por apresentar um efeito mais acentuado da região de estagnação. Três fluxos de calor uniformemente distribuído foram testados e os perfis de temperatura são apresentados na Figura 53.

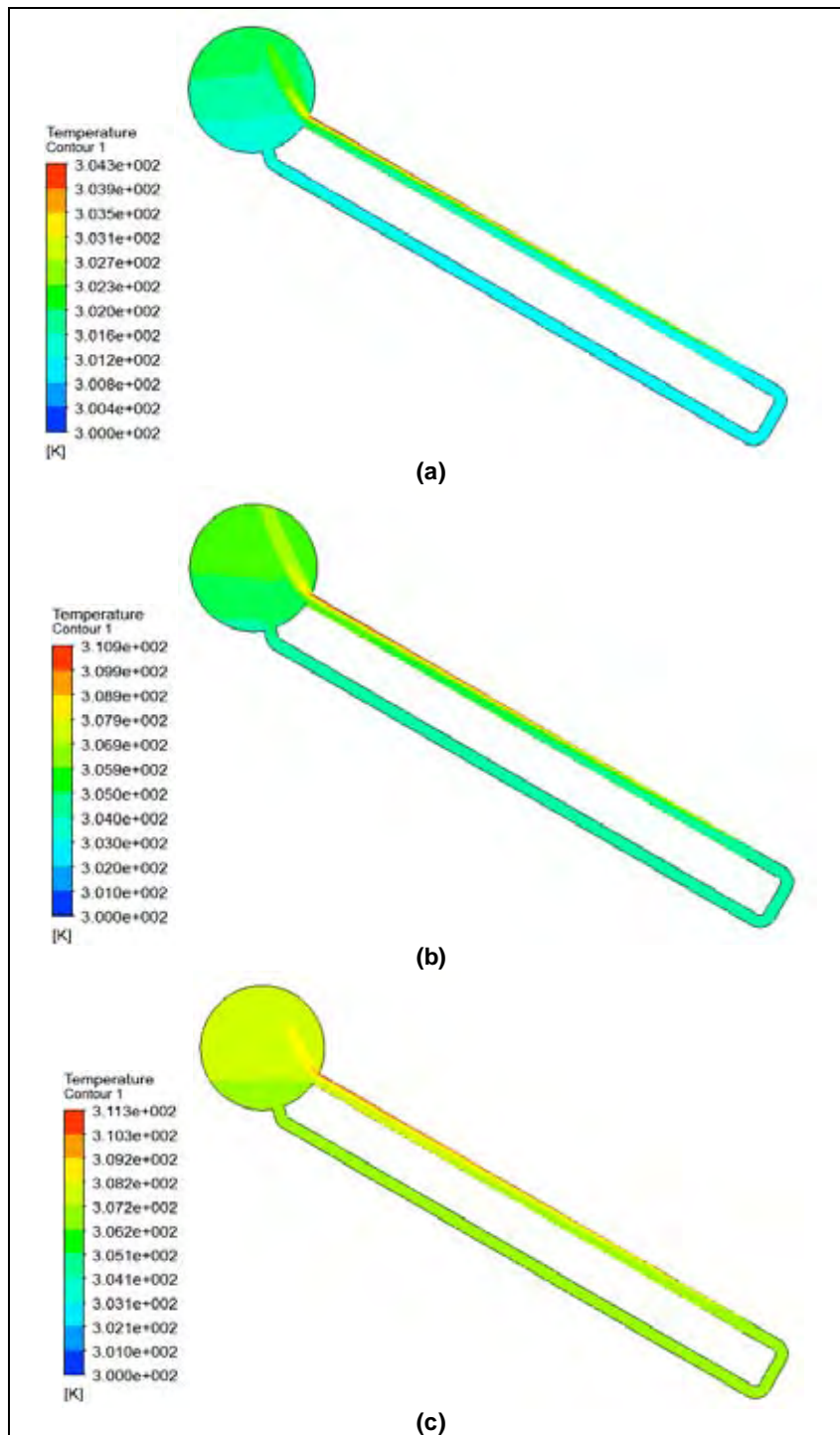


Figura 53 - Distribuição de temperaturas para a inclinação de  $30^\circ$  no modelo modificado com: (a)  $250 \text{ W/m}^2$ , (b)  $500 \text{ W/m}^2$  e (c)  $750 \text{ W/m}^2$ .

Observa-se que a região de estagnação não está mais presente, o fluxo de água no interior do tubo tornou-se de sentido único e as duas correntes simultâneas não estão mais presentes no modelo modificado; desta forma, não há a formação da região de recirculação próxima ao tubo.

Contudo, as temperaturas atingidas por este sistema são inferiores quando comparados aos modelos convencionais, conforme Figura 54, onde medições de temperatura foram realizadas na parte intermediária do tanque armazenador.

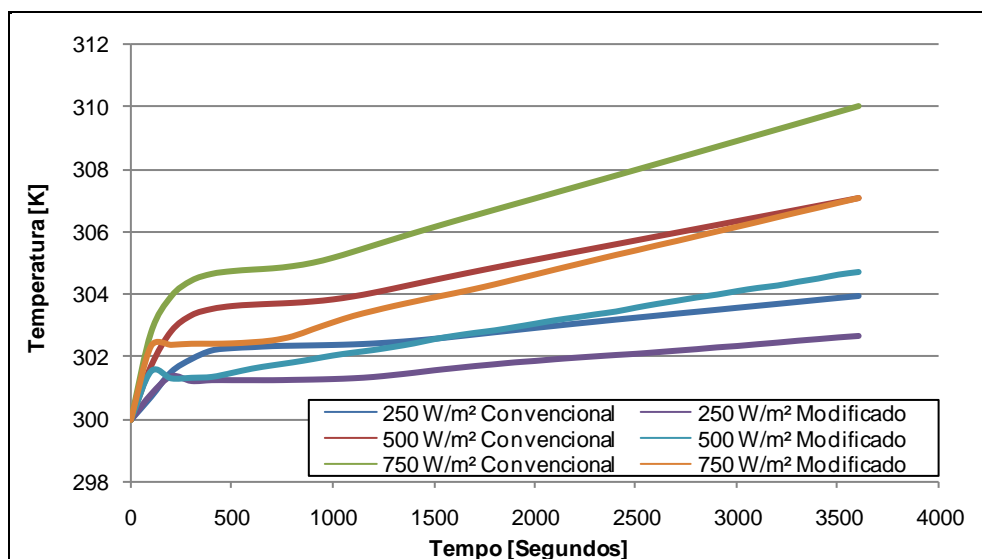


Figura 54: Comportamento transiente dos coletores.

Estes resultados são explicados devido ao aumento da quantidade de água a ser aquecida quando o fluxo no interior do tubo apresenta apenas um sentido, desta forma, a quantidade de água fria que entra no tubo modificado era duas vezes maior quando comparado ao modelo convencional.

Realizou-se a diminuição do diâmetro do tubo para avaliar se o aquecimento era intensificado no modelo modificado. Neste caso, um modelo com diâmetro do tubo de 17 mm foi criado e, para as condições de 30 e 45 graus de inclinação, com um fluxo uniforme de 500 W/m<sup>2</sup>.

A Figura 55 apresenta o carregamento do tanque para a inclinação de 45° e a Figura 56 apresenta o carregamento para o tubo inclinado em 30°. Observa-se que a máxima temperatura ainda não é superior ao modelo convencional mesmo após 2400 segundo, mas a temperatura média obtida no tanque (de aproximadamente 302,75 K para 30° e 302,8 K para 45°) é próxima do sistema convencional que obteve 303,5 K e 303 K.

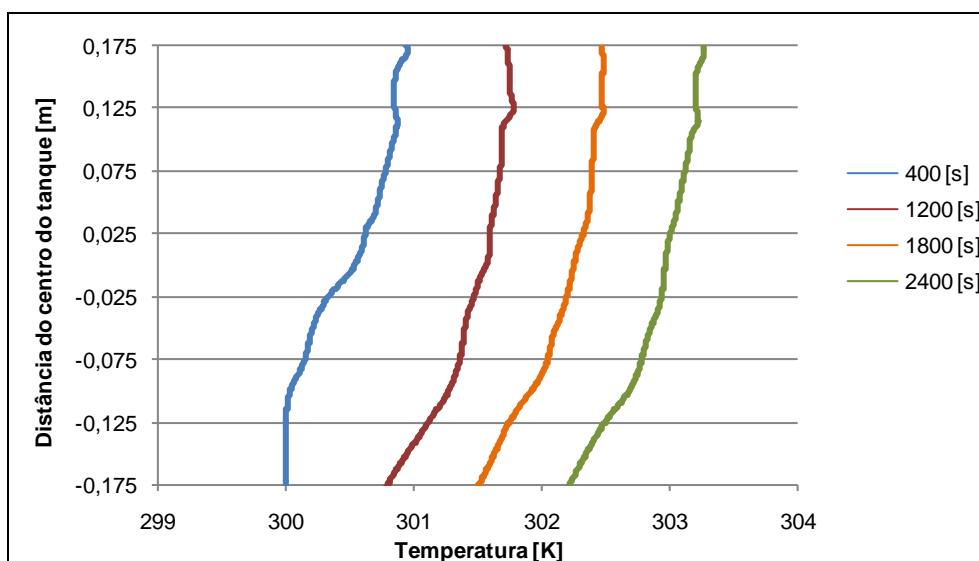


Figura 55: Carregamento térmico do tanque para inclinação de 30° no modelo modificado.

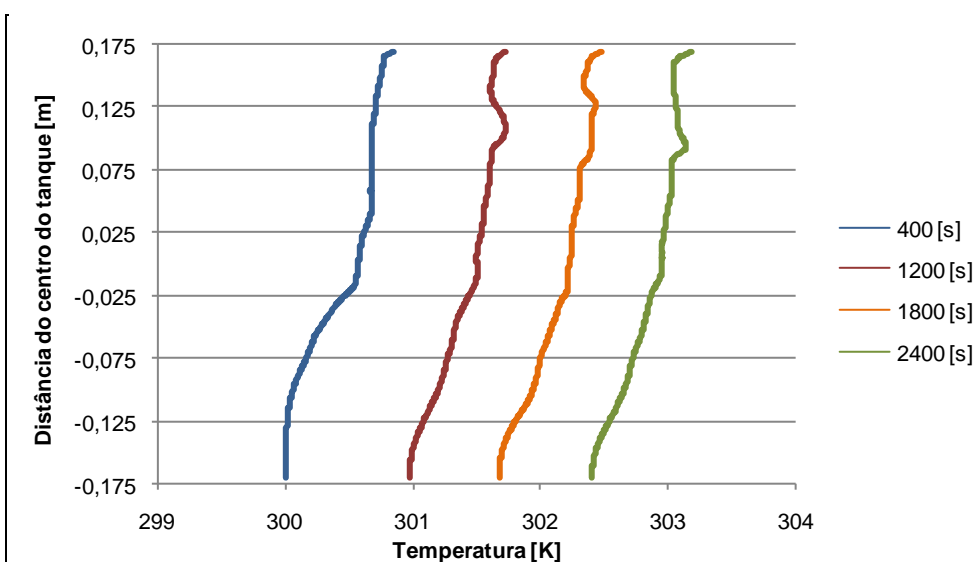


Figura 56: Carregamento térmico do tanque para inclinação de 45° no modelo modificado.

Embora a quantidade de água a ser aquecida seja reduzida com a diminuição do tubo, cabe ressaltar que a taxa de energia absorvida também se reduz pela metade. Duas possíveis soluções para aumentar a temperatura da água aquecida seriam: reduzir apenas a abertura do tubo evacuado ou a incorporação de um tubo concêntrico no interior do tubo evacuado.

## CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES

O trabalho apresentado desenvolveu modelos de um coletor solar de tubo evacuado. O comportamento da água no interior dos modelos foi caracterizado quanto aos perfis de velocidades, vazões mássicas e temperaturas no interior do tubo e no tanque armazenador. Desenvolveu-se também um modelo de coletor solar modificado para reduzir os efeitos produzidos pela região de recirculação e estagnação.

Com base nos resultados obtidos, conclui-se que:

- A partir da comparação dos resultados com os trabalhos citados na revisão bibliográfica, os modelos apresentaram comportamento satisfatório quanto a representação de um tubo evacuado ou sistema tanque mais tubo.
- O modelo do tubo, funcionando em regime permanente permite que análises computacionais sejam realizadas para o cálculo da eficiência térmica deste.
- Possíveis variações dos resultados obtidos para a temperatura e velocidade são decorrentes da condição de abertura no modelo do tubo, onde foi imposta a condição de pressão estática igual a coluna de água no interior do tanque.
- No modelo tanque mais tubo, observou-se que há grande influência da posição do tubo e a inclinação deste no carregamento térmico do tanque armazenador, e o efeito visível disto é a região de estagnação de água fria.
- O modelo modificado possibilitou a eliminação da região de recirculação e também da região de estagnação, mas a temperatura máxima obtida neste sistema foi menor que o modelo convencional. Explica-se esse fato pelo aumento da quantidade de água a ser aquecida quando existe apenas um fluxo de água no interior do tubo, uma vez que, quando reduzido pela

metade o diâmetro do tubo, a temperatura média do tanque armazenador foi próxima ao valor do coletor convencional.

- Embora tenha sido relatado que tubos sujeitos a fluxo uniforme de calor na superfície eram suscetíveis a formação de uma região de estagnação na extremidade inferior destes, o presente trabalho não apresentou tal efeito, pois o comprimento do tubo não era suficientemente grande para que tal fenômeno ocorresse.

Propostas para futuros trabalhos:

- Simular o sistema funcionando por um tempo maior que 1 hora de operação para analisar se a região de estagnação no tanque reduz-se a uma parcela insignificante do volume de água quente armazenada.
- Variar a posição das conexões do modelo modificado no tanque armazenador, para observar se a estratificação térmica é melhorada neste sistema.
- Substituir a conexão no modelo modificado por um tubo de pequeno diâmetro no interior de um tubo evacuado convencional e analisar a eficiência deste sistema.
- Desenvolver um aparato experimental para o modelo modificado proposto e estudar sua eficiência.

## REFERÊNCIAS

ANSYS INC. **ANSYS Manual**. 2009.

AYOMPE, L. M.; DUFFY, A.; MCCORMACK, S. J.; CONLON, M. Validated TRNSYS model for forced circulation solar water heating systems with flat plate and heat pipe evacuated tube collectors. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 8–9, p. 1536-1542, 2011.

BEHNIA, M.; MORRISON, G. L. An experimental investigation of inclined open thermosyphons. **Solar Energy**, v. 47, n. 4, p. 313-326, 1991.

BUDIARDJO, I. Evacuated Tubular Solar Water Heaters. PhD Thesis, University of New South Wales, Sydney, Australia, 2005.

BUDIARDJO, I.; MORRISON, G. L.; BEHNIA, M. Natural circulation flow through water-in-glass evacuated tube solar collectors. **Solar Energy**, v. 81, n. 12, p. 1460-1472, 2007.

BUDIARDJO, I.; MORRISON, G. Performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters. **Solar Energy**, v. 83, n. 1, p. 49-56, 2009.

CABANILLAS, R.E.; ESTRADA, C. A.; AVILA, F. A device for measuring the angular distribution of incident radiation on tubular solar collectors. **Renewable Energy**, v. 6, n. 7, p. 843–847, 1995.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. São Paulo: McGraw-Hill, 2007.

CHEN, K.; OH, S. J.; KIM, N.; LEE, Y. J.; CHUN, W. G. Fabrication and testing of a non-glass vacuum-tube collector for solar energy utilization. **Energy**, v. 35, n. 6, p. 2674-2680, 2010.

CHOW, T. T.; DONG, Z.; CHAN, L. S.; FONG, K. F.; BAI, Y. Performance evaluation of evacuated tube solar domestic hot water systems in Hong Kong. **Energy and Buildings**, v. 43, n. 12, p. 3467–3474, 2011.

EL-NASHAR, A. Seasonal effect of dust deposition on a field of evacuated tube collectors on the performance of a solar desalination plant. **Desalination**, v. 239, n. 1-3, p. 66-81, 2009.

GAA, F. O.; BEHNIA, M.; LEONG, S.; MORRISON, G. L. Numerical and experimental study of inclined open thermosyphons. **International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow**, v. 8, n. 7, p. 748-767, 1998.

GAA, F. O.; BEHNIA, M.; MORRISON, G. L. Experimental study of flow rates through inclined open thermosyphons. **Solar Energy**, v. 57, n. 5, p. 401-408, 1996.

GOSMAN, A. D.; LOCKWOOD, F. C.; TATCHELL, D. G. A numerical study of the heat-transfer performance of the open thermosyphon. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 14, p.1717-1730, 1971.

HAYEK, M. **Investigation of evacuated-tube solar collectors performance using computational fluid dynamics**. International Conference on Advances in Computational Tools for Engineering Applications, 2009. ACTEA '09. **Anais**, 2009.

HAYEK, M.; ASSAF, J.; LTEIF, W. Experimental Investigation of the Performance of Evacuated-Tube Solar Collectors under Eastern Mediterranean Climatic Conditions. **Energy Procedia**, v. 6, n. 0, p. 618–626, 2011.

KALOGIROU, S. A. **Solar Energy Engineering**. Academic Press, 2009.

KREITH, F. **Princípios da Transmissão de Calor**. São Paulo: Edgard Blücher, 1983.

LI, C. H.; WANG, R. Z.; DAI, Y. J. Simulation and economic analysis of a solar-powered adsorption refrigerator using an evacuated tube for thermal insulation. **Renewable Energy**, v. 28, n. 2, p. 249-269, 2003.

LI, Z. Y.; CHEN, C; LUO, H. L.; ZHANG, Y.; XUE, Y. N. All-glass vacuum tube collector heat transfer model used in forced-circulation solar water heating system. **Solar Energy**, v. 84, n. 8, p. 1413-1421, 2010.

LIGHTHILL, M. J. Theoretical Considerations on Free Convection in Tubes. **The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics**, v. 6, n. 4, p. 398–439, 1953.



MA, L. D.; LU, Z.; ZHANG, J. L.; LIANG, R. B. Thermal performance analysis of the glass evacuated tube solar collector with U-tube. *Building and Environment* , v. 45, n. 9, p. 1959-1967, 2010.

MORRISON, G. L.; BUDIARDJO, I.; BEHNIA, M. Measurement and simulation of flow rate in a water-in-glass evacuated tube solar water heater. **Solar Energy**, v. 78, n. 2, p. 257-267, 2005.

MORRISON, G. L.; BUDIARDJO, I.; BEHNIA, M. Water-in-glass evacuated tube solar water heaters. **Solar Energy**, v. 76, n. 1-3, p. 135-140, 2004.

OLIVELLA, X. O.; BOSCH, C. A. S. **Mecánica de medios continuos para ingenieros**. Edicions UPC, 2002.

SHAH, L. J.; FURBO, S. Theoretical flow investigations of an all glass evacuated tubular collector. **Solar Energy**, v. 81, n. 6, p. 822-828, 2007.

SHAH, L. J.; FURBO, S. Vertical evacuated tubular-collectors utilizing solar radiation from all directions. **Applied Energy**, v. 78, n. 4, p. 371-395, 2004.

SIMS, R.; SCHOCK, R.; ADEGBULULGBE, A.; FENHANN, J.; KONSTANTINAVICIUTE, I.; MOOMAW, W. **Climate Change 2007: Mitigation. Contribution of Working Group III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change**. Cambridge, UK and New York, USA: Cambridge University Press, 2007.