

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

BRUNA SGARLATE

MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR
CONVECÇÃO NATURAL EM UMA CAVIDADE CONTENDO MEIO POROSO
HETEROGÊNIO

Curitiba-PR
2022

BRUNA SGARLATE

MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE
CALOR POR CONVECÇÃO NATURAL EM UMA CAVIDADE CONTENDO
MEIO POROSO HETEROGÊNEO

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química – PPGEQ, Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Química.

Orientador: Prof. Dr. Éliton Fontana

Co-orientador: Prof Dr. Adriano da Silva

Curitiba-PR

2022

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO NA PUBLICAÇÃO (CIP)
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
SISTEMA DE BIBLIOTECAS – BIBLIOTECA CIÊNCIA E TECNOLOGIA

Sgarlate, Bruna.

Modelagem e Simulação numérica da transferência de calor por convecção natural em uma cavidade contendo meios poroso heterogêneo.
/ Bruna Sgarlate. – Curitiba, 2022.

1 recurso on-line : PDF.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química.

Orientador: Prof. Dr. Éliton Fontana.

Coorientador: Prof. Dr. Adriano da Silva.

1. Engenharia química. 2. Transferência de calor. 3. Fluidodinâmica computacional. 4. Modelos matemáticos. I. Fontana, Éliton. II. Silva, Adriano da. III. Universidade Federal do Paraná. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química. IV. Título.

Bibliotecário: Nilson Carlos Vieira Júnior CRB-9/1797

ATA DE SESSÃO PÚBLICA DE DEFESA DE MESTRADO PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRA EM ENGENHARIA QUÍMICA

No dia vinte e nove de agosto de dois mil e vinte e dois às 08:30 horas, na sala Auditório I, Prédio da Engenharia Química no Centro Politécnico da UFPR, foram instaladas as atividades pertinentes ao rito de defesa de dissertação da mestranda **BRUNA SGARLATE**, intitulada: **MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NATURAL EM UMA CAVIDADE CONTENDO MEIO POROSO HETEROGÊNEO**, sob orientação do Prof. Dr. ELITON FONTANA. A Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação ENGENHARIA QUÍMICA da Universidade Federal do Paraná, foi constituída pelos seguintes Membros: ELITON FONTANA (UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ), STEPHAN HENNINGS OCH (UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ), CLAUDIA ANGELA CAPELETTO (UNIVERSIDADE ESTADUAL DE MARINGÁ). A presidência iniciou os ritos definidos pelo Colegiado do Programa e, após exarados os pareceres dos membros do comitê examinador e da respectiva contra argumentação, ocorreu a leitura do parecer final da banca examinadora, que decidiu pela APROVAÇÃO. Este resultado deverá ser homologado pelo Colegiado do programa, mediante o atendimento de todas as indicações e correções solicitadas pela banca dentro dos prazos regimentais definidos pelo programa. A outorga de título de mestra está condicionada ao atendimento de todos os requisitos e prazos determinados no regimento do Programa de Pós-Graduação. Nada mais havendo a tratar a presidência deu por encerrada a sessão, da qual eu, ELITON FONTANA, lavrei a presente ata, que vai assinada por mim e pelos demais membros da Comissão Examinadora.

CURITIBA, 29 de Agosto de 2022.

Assinatura Eletrônica

29/08/2022 11:14:47.0

ELITON FONTANA

Presidente da Banca Examinadora

Assinatura Eletrônica

29/08/2022 11:48:14.0

STEPHAN HENNINGS OCH

Avaliador Externo (UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ)

Assinatura Eletrônica

29/08/2022 11:15:23.0

CLAUDIA ANGELA CAPELETTO

Avaliador Externo (UNIVERSIDADE ESTADUAL DE MARINGÁ)

TERMO DE APROVAÇÃO

Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação ENGENHARIA QUÍMICA da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da dissertação de Mestrado de **BRUNA SGARLATE** intitulada: **MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NATURAL EM UMA CAVIDADE CONTENDO MEIO POROSO HETEROGÊNEO**, sob orientação do Prof. Dr. ELITON FONTANA, que após terem inquirido a aluna e realizada a avaliação do trabalho, são de parecer pela sua APROVAÇÃO no rito de defesa.

A outorga do título de mestra está sujeita à homologação pelo colegiado, ao atendimento de todas as indicações e correções solicitadas pela banca e ao pleno atendimento das demandas regimentais do Programa de Pós-Graduação.

CURITIBA, 29 de Agosto de 2022.

Assinatura Eletrônica

29/08/2022 11:14:47.0

ELITON FONTANA

Presidente da Banca Examinadora

Assinatura Eletrônica

29/08/2022 11:48:14.0

STEPHAN HENNINGS OCH

Avaliador Externo (UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ)

Assinatura Eletrônica

29/08/2022 11:15:23.0

CLAUDIA ANGELA CAPELETTO

Avaliador Externo (UNIVERSIDADE ESTADUAL DE MARINGÁ)

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à Deus e aos meus guias de luz, pois sem eles não teria tido forças para vencer os desafios diários.

Agradeço aos meus pais Ana Cláudia e João Augusto, por me ensinarem que o melhor caminho nem sempre é o mais fácil. Por seu constante amor, pela maneira que me ensinaram a não temer frente aos desafios, pela vida que me proporcionaram e por me dar o meu bem mais valioso: meus irmãos Francieli e Afonso. Agradeço aos meus irmãos pelas inúmeras vezes em que me fizeram sorrir quando estava prestes a desabar, por segurar minha mão e caminhar ao meu lado.

Em especial à minha companheira Mônica, por todo o carinho, apoio, atenção e amizade dedicados todos os dias e por viver este sonho comigo.

Agradeço ao meu orientador Éliton Fontana, que se decicou de forma ímpar nesse projeto, e ao co-orientador Adriano da Silva. Obrigada pelo tempo dedicado e por todo o conhecimento compartilhado.

Um agradecimento especial à todos os docentes do Curso de Pós-Graduação da Universidade Federal do Paraná, por colaborarem com meu crescimento intelectual e profissional.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), pelo apoio financeiro.

Por fim, agradeço todos a minha volta por partilharem experiência e conhecimento e, acima de tudo, acreditarem em mim, fazendo com que mais uma consquista fosse possível.

I mark the hours, every one. Nor have I yet outrun the sun. My use and value unto you, are ganged by what you have to do.

—J. K. Rowling, *Harry Potter and the Prisoner of Azkaban*

RESUMO

Neste estudo, um modelo tridimensional é empregado para investigar numericamente a convecção natural laminar em uma cavidade cúbica preenchida com um meio poroso heterogêneo formado pela deposição de partículas esféricas distribuídas aleatoriamente em seu interior. As condições são definidas para que duas paredes verticais opostas sejam mantidas em diferentes temperaturas (temperatura gradiente horizontal), enquanto todas as outras são consideradas adiabáticas. Três abordagens foram consideradas: um caso considerando apenas fluido, uma aproximação como meio poroso homogêneo e um modelo heterogêneo considerando a estrutura real das partículas sólidas. A influência da condutividade térmica das partículas na distribuição de energia dentro da cavidade foi avaliada usando a razão sólido/fluido K^* , enquanto os efeitos do número de partículas (modelo heterogêneo) foi estudado a partir da variação de N_p , para número Rayleigh variando entre 10^3 e 10^5 . Os resultados para a aproximação homogênea mostram uma redução no número de Nusselt Nu com o aumento de K^* , em consequência do aumento da condutividade térmica efetiva e a queda de pressão induzida pelo meio poroso. Quando se utiliza o modelo heterogêneo, observa-se a tendência oposta, com Nu aumentando à medida que K^* aumenta. Para $K^* < 1$, as partículas atuam como isolantes térmicos, levando a uma redução geral no número de Nusselt quando comparado com os resultados obtido com a aproximação homogênea, enquanto que para $K^* > 1$ o número de Nusselt previsto pelo modelo heterogêneo é significativamente maior. Os resultados considerando a variação do número de partículas mostraram que, para baixos valores de Ra , na medida que N_p aumenta há um aumento do Nu , em consequência do aumento da velocidade de escoamento do fluido. O contrário ocorre para altos valores de Ra . Dessa forma, é observado uma redução no número de Nu , uma vez que a maior concentração de partículas prejudica o fluxo de fluido no interior da cavidade.

Palavras-chave: Convecção natural. Transferência de calor. Meio poroso. Fluidodinâmica Computacional.

ABSTRACT

In this study, a three-dimensional model is employed to numerically investigate laminar natural convection in a cubic cavity filled with a heterogeneous porous medium formed by the deposition of randomly distributed spherical particles inside. The boundary conditions are defined so that two opposite vertical walls are kept at different constant temperatures (horizontal gradient temperature), while all the others are considered adiabatic. Three approaches were considered: a fluid-only case, an approximation as homogeneous porous media and a heterogeneous model considering the real structure of the solid particles. The influence of particle thermal conduction on the energy distribution inside the cavity was evaluated using the solid to fluid ratio K^* , while the effects of the particles number (heterogeneous model) were studied from the variation of N_p , for Rayleigh numbers ranging from 10^3 to 10^5 . The results for the homogeneous approximation show a reduction in the Nusselt number Nu as K^* increases, as a consequence of the increase in the effective thermal conductivity and the pressure drop induced by the porous medium. When the heterogeneous model is used, the opposite trend is observed, with Nu increasing as K^* increases. For $K^* < 1$, the particles act as thermal insulators, leading to an overall reduction in the Nusselt number when compared with the results obtained with the homogeneous approximation, while for $K^* > 1$ the Nusselt number predicted by the heterogeneous model is significantly greater. The results considering the particle number variation showed that, for low values of Ra , as N_p increases there is an increase in Nu , as a consequence of the increase in the fluid flow velocity. The opposite occurs for high values of Ra . Thus, a reduction in Nu is observed, since the higher concentration of particles impairs the fluid flow inside the cavity.

Key-words Natural convection. Heat transfer. Porous media. Computational fluid dynamics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação esquemática de um meio poroso	22
Figura 2 – Vista isométrica do domínio físico utilizado nas simulações ($N_p = 11$) .	29
Figura 3 – Condições usadas nas simulações	29
Figura 4 – Representação do volume de controle do MVF	36
Figura 5 – Malhas numéricas utilizadas nas simulações	40
Figura 6 – Direções para a construção dos gráficos de Nu local	42
Figura 7 – Variação no número de Nusselt para $Ra = 10^4$ e diferentes valores de K^* ao longo da direção vertical	44
Figura 8 – Variação no número de Nusselt para $K^* = 5$ e diferentes valores de Ra ao longo da direção vertical	45
Figura 9 – Isotermas para $K^* = 5$ e diferentes valores de Ra	47
Figura 10 – Isotermas para o modelo homogêneo	48
Figura 11 – Isotermas para o modelo heterogêneo	49
Figura 12 – Variação no número de Nusselt para $K^* = 5$ e diferentes valores de Ra e N_p ao longo da vertical direção.	51
Figura 13 – Isotermas para $K^* = 5$ e diferentes valores de Ra e N_p	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Estudos numéricos da convecção natural em meios porosos	24
Tabela 2 – Esquemas numéricos para simulações usando OpenFOAM	38
Tabela 3 – Estudo de tamanho de malha para o caso fluido puro e modelo homogêneo	38
Tabela 4 – Estudo de tamanho de malha para o modelo heterogêneo	39
Tabela 5 – Número de elementos das fases do modelo heterogêneo	39
Tabela 6 – Comparação com os resultados apresentados por Han <i>et al.</i> (2008) . . .	40
Tabela 7 – Comparação com os resultados apresentados por House <i>et al.</i> (1990) . .	41
Tabela 8 – Número de Nusselt médio para $N_p = 11$	46
Tabela 9 – Número de Nusselt médio para diferentes valores de N_p	53

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

CFD	Fluidodinâmica Computacional
DEM	Método dos Elementos Discretos
D-F	Darcy-Forchheimer
MDF	Método das Diferenças Finitas
MEF	Método dos Elementos Finitos
MVF	Método dos Volumes Finitos
OpenFOAM	<i>Open source Field Operation And Manipulation</i>
VC	Volume de Controle

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino

c_p	Calor específico a pressão constante [$JKg^{-1}K^{-1}$]
D	Coefficiente de Darcy [m^2]
Da	Número de Darcy
d/H	Razão entre o diâmetro das esferas e altura da cavidade
F	Coefficiente de Forchheimer [m^{-1}]
g	Vetor de aceleração da gravidade [ms^{-2}]
Gr	Número de Grashof
H	Altura da cavidade [m]
\vec{j}	Vetor normal ao longo da direção gravitacional
k	Condutividade térmica [$Wm^{-1}K^{-1}$]
K^*	Razão de condutividade térmica do sólido-fluido
L	Comprimento da cavidade [m]
N_p	Número de partículas
Nu	Número de Nusselt
p	Pressão [Pa]
P	Pressão adimensional
Pr	Número de Prandtl
Ra	Número de Rayleigh
R	Razão entre os números Rayleigh interno e externo
Re	Número de Reynolds
S	Termo fonte [Pam^{-1}]
T	Temperatura [K]
$\vec{u}(u, v, w)$	Vetor de velocidade (x , y e z , respectivamente) [ms^{-1}]
u_{max}	Velocidade máxima normalizada na direção x
U^*	Velocidade de difusão [ms^{-1}]

v_{max}	Velocidade máxima normalizada na direção y
\vec{V}	Vetor de velocidade adimensional
$V_{cavidade}$	Volume da cavidade [m^3]
V_{esfera}	Volume das esferas [m^3]
W	Largura da cavidade [m]
x, y, z	Coordenadas cartesianas
X, Y, Z	Coordenadas cartesianas adimensionais

Letras gregas

α	Difusividade térmica [m^2s^{-1}]
β	Coefficiente de expansão térmica [K^{-1}]
η	Vetor normal
θ	Temperatura adimensional
μ	Viscosidade dinâmica [$Pa.s$]
ν	Viscosidade cinemática [m^2s^{-1}]
ρ	densidade [kgm^{-3}]
ϕ	Porosidade

Subscritos

0	Inicial
C	Parede fria
eff	Efetivo
e, w, n, s	Lateriais leste, oeste, norte e sul, respectivamente
E	Externo
f	Fluido
H	Parede quente
I	Interno
ref	Referência
s	Sólido

SUMÁRIO

1	Introdução	16
1.1	Justificativa	17
1.2	Objetivos	18
1.2.1	Objetivo Geral	18
1.2.2	Objetivos Específicos	18
2	Revisão Bibliográfica	20
2.1	Convecção Natural	20
2.2	Meio Poroso	21
2.3	Estudos de convecção natural em cavidade preenchida com meio poroso	22
3	Metodologia	28
3.1	Problema Físico	28
3.1.1	Aproximação de Boussinesq	30
3.2	Formulação Matemática do Modelo Heterogêneo	30
3.3	Formulação Matemática do Modelo Homogêneo	32
3.4	Formulação Matemática da Cavidade Sem Sólido	33
3.5	Condições de Contorno	33
3.6	Fluidodinâmica Computacional (CFD)	35
3.6.1	Método dos Volumes Finitos	35
3.6.2	OpenFoam	37
3.7	Metodologia Numérica	37
3.7.1	Verificação do Modelo	39
4	Resultados e Discussão	42
4.1	Transferência de Calor	42
4.2	Distribuição de Temperatura	46
4.3	Avaliação dos efeitos do número de partículas	50
4.3.1	Transferência de Calor	50
4.3.2	Distribuição de Temperatura	53
5	Conclusão	55
	REFERÊNCIAS	56

1 INTRODUÇÃO

Convecção é um termo utilizado para descrever a transferência de energia entre uma superfície e um fluido em movimento sobre essa superfície. Diferentemente da convecção forçada, cujo movimento do fluxo em relação a superfície de troca térmica é impulsionado por agentes externos, tais como bombas, ventiladores, sopradores ou outras máquinas de fluxo, a convecção natural é caracterizada pela presença de correntes convectivas no interior do fluido sem a ação desses agentes, devido às forças internas de empuxo. Essas forças surgem como resultado da presença combinada de gradientes de massa específica e de uma força de corpo, geralmente gravitacional. A variação da massa específica de um fluido pode ser desencadeada por diversos fatores, principalmente pela presença de um gradiente de temperatura (INCROPERA *et al.*, 2012; BEJAN, 2013). Todavia, para que o fenômeno ocorra, o gradiente de temperatura deve atingir um valor crítico, permitindo que as forças de empuxo superem a influência retardadora das forças de viscosas (INCROPERA *et al.*, 2012).

Dentro a área de conhecimento de transferência de calor, a convecção natural tem se tornado objetivo de diversos estudos tanto experimentais, quanto numéricos. O propósito primordial desses estudos é caracterizar o comportamento do regime de escoamento de fluidos em convecção natural, bem como identificar os perfis de temperatura, velocidade de e pressão, que são formados dentro de um determinado domínio. De acordo com Arruda (2019), a convecção natural em uma cavidade é um mecanismo fortemente dependente das propriedades termofísicas do fluido, condições de contorno e geometria do volume de controle em questão. A variação espacial e temporal das características do fluxo de calor nas paredes do sistema é função do padrão de escoamento, podendo apresentar regiões com regimes laminar, transição ou turbulento.

A transferência de calor por convecção natural em cavidades preenchidas com meios porosos é um problema amplamente estudado apresentando relevância em diversas aplicações ambientais e industriais, como dispositivos eletrônicos de refrigeração (LAGUERRE *et al.*, 2008a; LAGUERRE *et al.*, 2008b), reatores catalíticos (LI *et al.*, 2013; THIAGALINGAM *et al.*, 2015), eliminação de resíduos nucleares (SHAMS *et al.*, 2014), desumidificadores de ar (FAZILATI *et al.*, 2016), trocadores de calor (BOOMSMA *et al.*, 2003; MISSIRLIS *et al.*, 2007).

Devido à complexidade geométrica presente nos fenômenos que ocorrem em meios porosos reais, alguns modelos são adotados para fornecer aproximações quanto à forma, disposição e nível de detalhamento das interfaces das fases constituintes do meio poroso. Os modelos mais utilizados são: modelo homogêneo e modelo heterogêneo.

Em virtude do exposto, a obtenção de uma solução analítica envolvendo escoamento de fluidos em sistemas porosos, como é o caso da convecção natural, não é um trabalho trivial, uma vez que a modelagem e caracterização dos fenômenos físicos e químicos que

descrevem um determinado fenômeno são funções do nível de detalhamento requerido. Assim sendo, técnicas de simplificações podem ser aplicadas aos casos reais, para adaptá-los para outros menos complexos. Embora estas técnicas sejam frequentemente utilizadas, nem sempre a resposta obtida ao efetuar tais simplificações é condizente com a realidade do sistema. Logo, tais estudos têm seus tópicos amparados por cálculos avançados que, muitas vezes, contam com o auxílio da computação, tomando como fundamento as equações e/ou sistemas de equações diferenciais ordinárias e parciais que descrevem os fenômenos de transferência de calor, massa e quantidade de movimento. Diante do exposto, compreende-se a importância da utilização de *softwares* para simular processos partir de um sistema previamente definido e utilizando modelos matemáticos disponíveis na literatura.

Com o avanço na área da computação, foi possível o desenvolvimento de máquinas mais robustas e com a crescente velocidade dos processadores e a utilização de plataformas computacionais paralelas, o custo computacional e o tempo de simulação vêm reduzindo, permitindo simulações cada vez mais complexas e viabilizando a criação de diversos *softwares* de simulação (ZHU *et al.*, 2014; GANG *et al.*, 2015). Dentre eles, destacam-se os *softwares* capazes de resolver modelos matemáticos com a finalidade de prever o comportamento do escoamento de fluidos, transferência de calor e massa. Essa abordagem de simulação numérica é denominada Fluidodinâmica Computacional, da sigla em inglês CFD- *Computational Fluid Dynamics* (ARRUDA, 2019; MOURA, 2008).

1.1 JUSTIFICATIVA

A transferência de calor por convecção natural em meios porosos está associada a um grande número de parâmetros, tanto relacionados com as propriedades físicas das fases sólida e fluida, quanto com as características geométricas do sistema (RAIZAH *et al.*, 2020). Um dos modelos mais utilizados para descrever a convecção natural em meios porosos é o modelo homogêneo, no qual despreza os detalhes geométricos das interfaces constituintes da matriz porosa, considerando as fases sólidas e fluidas como um único meio totalmente homogêneo (MERRIKH; LAGE, 2005; RAIZAH *et al.*, 2020). Dessa forma, a maioria dos sistemas não podem ser modelados realisticamente. Por este motivo, uma análise detalhada da geometria da matriz porosa, principalmente da interface sólido-fluido, apresenta grande importância para compreender escoamento dos fluidos.

O custo computacional associado ao modelo homogêneo tende a ser consideravelmente menor do que o custo de um modelo heterogêneo, portanto a maioria dos estudos encontrados na literatura adotam essa simplificação. Para um meio poroso composto de partículas sólidas empilhadas, espera-se que essa abordagem seja consistente quando o tamanho da partícula for muito menor que o tamanho da cavidade, no entanto, para partículas maiores os desvios podem ser significativos.

Embora, alguns estudos resemblem o meio poroso a partir do modelo heterogêneo,

a maioria deles fornecem soluções bidimensionais as quais a matriz sólida é representada por geometrias definidas e igualmente espaçadas (MERRIKH; LAGE, 2005; LAI *et al.*, 2011; JUNQUEIRA *et al.*, 2013; ATAEI-DADAVI *et al.*, 2019a; HOU *et al.*, 2018). Diante disso, surgiu o interesse em estudar a convecção natural em uma cavidade cúbica (tridimensional) contendo meio poroso heterogêneo formado pela deposição de partículas esféricas condutoras de calor aleatoriamente distribuídas. Além do problema associado ao grande número de parâmetros, as equações governantes geram um sistema de equações diferenciais não-lineares acopladas relativamente complexo, o que limita a análise analítica do problema, exigindo o uso de métodos computacionais elaborados.

1.2 OBJETIVOS

Nesta seção será apresentados os objetivos geral e específicos acerca deste trabalho.

1.2.1 Objetivo Geral

O objetivo geral da presente dissertação consiste na modelagem e simulação numérica tridimensional, utilizando a técnica CFD, para investigar a transferência de calor por convecção natural em uma cavidade cúbica contendo meio poroso heterogêneo formado partículas esféricas condutoras de calor aleatoriamente distribuídas em seu interior, a partir de simulações utilizando o Método dos Elementos Discretos (DEM).

1.2.2 Objetivos Específicos

- Propor um modelo matemático capaz de descrever os campos de velocidade e temperatura em um sistema de convecção natural em meios porosos;
- Resolver o modelo proposto utilizando o *software* OpenFOAM versão v.9 e verificar os resultados comparando com dados presentes na literatura;
- Através de simulações DEM, obter uma distribuição de partículas esféricas no interior de uma cavidade;
- Avaliar a influência das propriedades das partículas (número de partículas, condutividade térmica, etc.) e do número de Rayleigh na transferência de calor entre o fluido e as fronteiras do sistema;
- Comparar os resultados obtidos considerando o modelo homogêneo considerando a abordagem Darcy-Forchheimer (D-F), modelo heterogêneo e a cavidade preenchida apenas com fluido;

- Investigar como a presença de partículas no interior da cavidade influencia o regime de escoamento.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção será apresentada uma revisão da literatura acerca do embasamento teórico envolvendo a transferência de calor por convecção natural em meios porosos, assim como um resumo dos principais estudos realizados com geometrias e condições de contorno similares ao deste trabalho.

2.1 CONVECÇÃO NATURAL

A convecção é um termo utilizado para descrever a transferência de energia entre uma superfície e um fluido em movimento sobre essa superfície. Esse fenômeno inclui transferência de energia pelo movimento global do fluido, também denominada advecção, e pelo movimento aleatório das moléculas, através da condução ou difusão (INCROPERA *et al.*, 2012). A transferência convectiva em escoamentos de fluidos induzidos por uma força motriz externa, como por exemplo bombas ou ventiladores, na presença de um gradiente de temperatura, é denominada convecção forçada, entretanto o foco desse trabalho será o estudo da convecção natural.

A convecção natural, segundo Incropera *et al.* (2012), é caracterizada pela presença de correntes convectivas no interior do fluido sem a ação de agentes externos, devido às forças de empuxo no seu interior. O empuxo é consequência da presença combinada de um gradiente de massa específica e de uma força de corpo, geralmente gravitacional, que é proporcional à massa específica. A variação da massa específica de um fluido pode ser desencadeada por diversos fatores, principalmente pela presença de um gradiente de temperatura.

Todavia, a presença de um gradiente de massa específica em um campo gravitacional não assegura a existência de correntes de convecção natural. Para que o fenômeno ocorra, o gradiente de temperatura deve atingir um valor crítico, as condições devem ser instáveis e as forças de empuxo devem ser capazes de superar a influência retardadora das forças de viscosas (INCROPERA *et al.*, 2012).

Segundo Sezai e Mohamad (1999), a transferência de calor por convecção natural em cavidades é um problema amplamente estudado, uma vez que têm diversas aplicações industriais e ambientais, como dispositivos eletrônicos de refrigeração, receptores solares térmicos, operações de energia nuclear e reatores químicos, coletores solares com isolamento, entre outros.

Muitos estudos avaliaram os efeitos de aberturas ou corpos inseridos na cavidade na convecção natural induzida por um gradiente de temperatura entre as paredes. Diversas geometrias de cavidade foram consideradas como, por exemplo, retangular (FONTANA *et al.*, 2011; OZTOP *et al.*, 2011; CHAKKINGAL *et al.*, 2019), trapezoidal (FONTANA *et al.*, 2010; VAROL, 2010) e triangular (VAROL *et al.*, 2007; XU *et al.*, 2010).

Fontana *et al.* (2011), avaliaram uma cavidade bidimensional preenchida com ar e uma fonte de calor interna foi posicionada na parede inferior. Os autores analisaram o efeito do Ra_I (número de Rayleigh interno) e Ra_E (número de Rayleigh externo) e os tamanhos da abertura no padrão de fluxo e distribuição de energia dentro da cavidade e na abertura. Os resultados inferiram que o tamanho da abertura influencia significativamente na troca de energia entre o sistema e os arredores.

Outro estudo similar proposto por Fontana *et al.* (2013), investigou numericamente a convecção natural dentro de uma cavidade cúbica tridimensional parcialmente aberta com fonte de calor interna e paredes verticais mantidas em diferentes temperaturas. Uma abertura ocupando metade de toda a área foi colocada na parede direita (fria), permitindo a entrada e saída de fluido da cavidade. A distribuição de energia dentro da cavidade foi avaliada através da relação $R = Ra_I/Ra_E$. Os resultados mostraram uma influência significativa dos efeitos tridimensionais na distribuição do fluxo de energia dentro da cavidade.

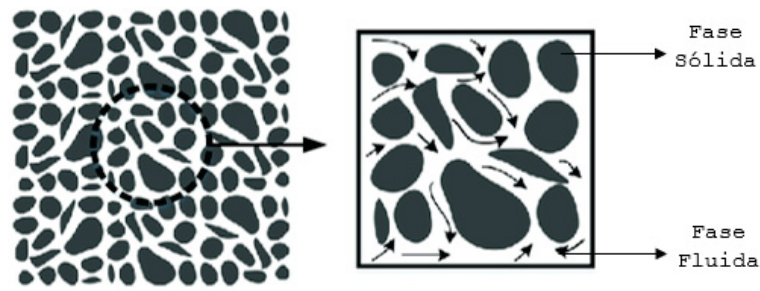
Tendo em vista a importância do estudo da transferência de calor por convecção natural, vários trabalhos têm sido desenvolvidos para avaliar o fluxo de calor e características de escoamento em sistemas porosos. Os estudos dos fenômenos de transporte em sistemas porosos são de interesse em uma variedade projetos de engenharia, podendo ser aplicados a uma ampla variedade de meios, como, areia, solo, esferas aleatoriamente empacotadas ou tubos cilíndricos (SU; DAVIDSON, 2015; BAGCHI; KULACKI, 2011). De acordo com Lai *et al.* (2011), uma das principais aplicações do estudo da convecção natural em meios porosos está na indústria petrolífera, uma vez que os conhecimentos dos mecanismos de transferência de calor e percolação em rocha fraturada para processos de perfuração e produção são de extrema importância, haja vista que a interação entre o escoamento do fluido e a matriz porosa não pode ser negligenciada.

2.2 MEIO POROSO

A definição de meio poroso consiste em uma matriz sólida com vazios interconectados, permitindo o fluxo de um ou mais fluidos através do material. A suposição clássica é que a matriz sólida seja rígida ou sofra pequena deformação quando submetida à tensões. Em um meio poroso real, a distribuição dos poros em relação à forma e tamanho é, geralmente, irregular, como mostra a Figura 1. Exemplos de meios porosos naturais são areia, arenito, calcário, canteio, madeira e o pulmão humano (NIELD; BEJAN, 2007).

Devido à complexidade geométrica e dinâmica presente nos fenômenos que ocorrem em meios porosos reais, a caracterização desses domínios requer uma modelagem utilizando abordagens micro e macroscópicas para escalas de ordem de grandeza do poro. Esses modelos que permitem o estudo do meio poroso e são responsáveis por fornecer aproximações

Figura 1 – Representação esquemática de um meio poroso



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

em relação à forma, disposição dos poros e níveis de detalhamento das fases (LAI *et al.*, 2011). Dentre eles, podem ser citados os modelos homogêneo e heterogêneo.

A definição de modelo homogêneo, poro-contínuo ou macroscópico, baseia-se na perspectiva macroscópica da ordem de grandeza dos poros, desprezando os detalhes geométricos das interfaces constituintes da matriz porosa, considerando as fases sólidas e fluidas como um único meio totalmente homogêneo. Dessa forma, o comportamento do meio poroso pode ser avaliado considerando a média de um volume elementar representativo, fazendo com que as propriedades para qualquer ponto no domínio sejam coincidentes (VAFAI, 2005).

O modelo heterogêneo, também denominado modelo contínuo ou microscópico, considera uma escala microscópica dos poros, possibilitando observar a presença de duas fases contínuas distintas, uma sólida e outra fluida, descritas por equações governantes específicas. Nesta abordagem, uma rede de poros conectados e uma matriz sólida desconectada representam o meio poroso. A descrição detalhada da geometria da matriz pode ser uma variável muito relevante, já que influenciam diretamente sobre o comportamento do fluido (MERRIKH; LAGE, 2005).

Segundo Merrikh e Lage (2005), a principal vantagem de se adotar uma abordagem microscópica ao modelar os mecanismos de transporte em meios heterogêneos é o detalhamento das informações obtidas pelo modelo. Todavia, é necessário localizar e mapear as interfaces sólido-fluido, tornando-se uma etapa complexa, principalmente quando a geometria interna não é simples. Tendo em vista esta dificuldade, verifica-se o desafio intrínseco acerca das simulações numéricas envolvendo esse tipo de modelagem, principalmente pelo grande esforço computacional e a representação das equações, geralmente não lineares, que governam estes meios.

2.3 ESTUDOS DE CONVECÇÃO NATURAL EM CAVIDADE PREENCHIDA COM MEIO POROSO

A análise da transferência de calor por convecção em cavidade quadrada submetidas a um determinado gradiente de temperatura é um problema clássico e tem se tornado

objetivo de diversos estudos. Dessa forma, muitas investigações experimentais e numéricas sobre convecção natural em meios porosos estão disponíveis na literatura.

A maior parte destes estudos avaliaram a influência do número de Rayleigh (KATTO; MASUOKA, 1967), número de Prandtl (KLADIAS; PRASAD, 1989), tamanho dos poros (KEENE; GOLDSTEIN, 2015) e condutividade (ZHAO *et al.*, 2005; ATAEL-DADAVI *et al.*, 2019b). Estudos também relatam que, para elevados números de Rayleigh, a transferência de calor em cavidades totalmente preenchidas com meios porosos pode se aproximar assintoticamente da transferência de calor em uma cavidade preenchida somente com fluido (KEENE; GOLDSTEIN, 2015; ATAEL-DADAVI *et al.*, 2019a). A Tabela 1 apresenta um resumo dos principais estudos selecionados durante revisão da literatura sobre a transferência de calor por convecção natural em meios porosos homogêneos e heterogêneos.

Tabela 1 – Estudos numéricos da convecção natural em meios porosos

TRABALHO	MODELO	GEOMETRIA E CARACTERÍSTICAS	OBJETIVOS	PRINCIPAIS RESULTADOS
House <i>et al.</i> (1990)	Heterogêneo	Cavidade quadrada com gradiente horizontal de temperatura com corpo quadrado centrado.	Avaliar o efeito do tamanho e da condutividade térmica do sólido inserido no escoamento e na distribuição de temperatura.	Para blocos maiores, o Nu é significativamente influenciado pela razão de condutividade térmica do sólido com o fluido; A região de estagnação coincide com a localização do bloco; Condução de calor na direção vertical do bloco, ocorrendo da parte superior para a inferior.
Nithiarasu <i>et al.</i> (1997)	Homogêneo	Cavidade quadrada contendo meio poroso homogêneo com gradiente de temperatura horizontal.	Avaliar como os números de Rayleigh, Darcy e porosidade do meio, afetam nas características da transferência de calor por convecção natural.	O número de Nusselt da parede é afetado significativamente pela combinação de parâmetros adimensionais como número de Rayleigh, número de Darcy e porosidade; A espessura e a porosidade do meio afetam significativamente o padrão do fluxo convectivo, bem como as características de transferência de calor.
Lee e Ha (2005)	Heterogêneo	Cavidade aquecida por baixo e resfriada por cima, preenchida por fluido e com um corpo sólido inserido em seu centro.	Avaliar os efeitos da razão de condutividade térmica sobre a convecção natural para diferentes números de Ra .	Para $Ra \leq 10^4$, o efeito da convecção é relativamente fraco e o Nu médio da superfície aquecida depende da variação da razão de condutividade térmica; Para $Ra \leq 10^5$, o efeito da convecção se tornou mais dominante que a condução, dessa forma o número de Nusselt na parede não depende fortemente da variação da razão de condutividade térmica.
Merrickh e Lage (2005)	Heterogêneo	Cavidade aquecida lateralmente, preenchida com fluido e contendo blocos desconectados igualmente espaçados e condutores de calor.	Investigar o efeito dos obstáculos sólidos no processo de transferência de calor, variando o número e o tamanho dos blocos inseridos na cavidade.	Resultados considerando a razão condutividade térmica unitária indicam a presença do fenômeno de interferência da camada limite, caracterizada pela interrupção do escoamento predominantemente ao longo da cavidade entre a parede aquecida ou resfriada e a primeira coluna de blocos sólidos. Dessa forma, o aumento do número de blocos dentro da cavidade causa a redução da transferência de calor, sendo mais abrupta para baixos números de Rayleigh.
Basak <i>et al.</i> (2006)	Homogêneo	Cavidade quadrada com parede inferior aquecida, paredes verticais linearmente aquecida ou parede direita resfriada e tampa adiabática e deslizando.	Avaliar a influência dos números de Ra , Da e Pr .	Para $Ra = 10^3$ a camada limite se desenvolve em cerca de 80% da cavidade para aquecimento uniforme, e aproximadamente 60% para aquecimento não uniforme; A taxa de transferência de calor é muito alta nas bordas da parede inferior e diminui para um valor mínimo no centro da cavidade; O número de Nusselt médio aumenta tanto para aquecimento uniforme quanto não uniforme.

Continua...

Sathiyamoorthy <i>et al.</i> (2007)	Homogéneo	Cavidade quadrada preenchida com fluido e matriz porosa homogênea, e paredes inferior uniformemente aquecida, paredes verticais aquecidas linearmente e superior adiabática.	Investigação da influência das paredes verticais aquecidas linearmente e da parede inferior uniformemente aquecida nas características do fluxo da transferência de calor por convecção natural.	Para as paredes laterais aquecidas linearmente, a presença de fortes circulações secundárias aumenta na metade inferior da cavidade para baixos valores de Pr ; O número de Nusselt apresenta natureza oscilatória devido a presença de múltiplas circulações; O Nusselt médio aumenta com o aumento de Da e Ra .
Cheng (2011)	Homogéneo	Cavidade quadrada com gradiente de temperatura vertical, paredes verticais adiabáticas, parede superior móvel e parede inferior isotérmica.	Examinar as características de fluxo e transferência de calor em uma cavidade quando os números de Grashof e Reynolds são aumentados simultaneamente.	O número de Nusselt na parede inferior indica que a transferência de calor aumenta continuamente com o aumento de Re e Gr ; Quando há uma mudança de fluxo e estruturas térmicas, o número de Nusselt têm uma queda repentina.
Lai <i>et al.</i> (2011)	Heterogéneo	Cavidade preenchida com fluido aquecida lateralmente, contendo blocos quadrados desconnectados, condutores de calor e uniformemente distribuídos.	Determinar os efeitos da variação de razão de aspecto da cavidade, número de blocos, porosidade, razão de condutividade térmica sólido-fluido e número de Rayleigh.	Interferência no desenvolvimento da camada limite quando os blocos estão próximos das paredes, e a consequente redução da transferência de calor. Quando a condutividade térmica do sólido é maior que a do fluido, a proximidade dos blocos pode favorecer a transferência de calor.
Junqueira <i>et al.</i> (2013)	Heterogéneo	Cavidade retangular submetida a um gradiente de temperatura horizontal contendo blocos sólidos uniformemente distribuídos, condutores, fixos e desconnectados.	Avaliar os efeitos da razão de condutividade térmica sólido-fluido, porosidade e número de blocos, razão de aspecto da cavidade Ra .	Interferência dos blocos na camada limite ao longo das superfícies aquecida e resfriada; Determinação de uma expressão que prevê a quantidade mínima de blocos na ocorrência da interferência; Para cavidades limpas a razão de aspecto não interfere no valor de Nusselt médio. Para altos valores de Ra , o Nusselt médio aumenta com o aumento da razão de aspecto.
Oztop <i>et al.</i> (2011)	Homogéneo	Cavidade quadrada parcialmente aquecida e parcialmente aberta preenchida com um meio poroso saturado de fluido.	Avaliar os efeitos de parâmetros, como número de Grashof, número de Darcy, porosidade, comprimento da parede aquecida e centro de localização da abertura em recintos preenchidos com meios porosos, usando o modelo de Brinkman-Forchheimer.	À medida que o número de Grashof aumenta, o número Nusselt local da parede vertical parcialmente aquecida aumenta. A transferência de calor aumenta com o aumento da porosidade e comprimento do aquecedor.

Continua...

Chakkingal <i>et al.</i> (2019)	Heterogêneo	Cavidade quadrada com gradiente vertical de temperatura preenchida com esferas condutoras dispostas em um Tetragonal de Corpo Centrado.	Estudar a razão da condutividade térmica sólido-fluido convecção natural de fluido com transferência de calor conjugada.	Para $Ra \approx 10^6$ a condução predomina a transferência de calor e quando comparada com as simulações com apenas fluido, a transferência de calor é reduzida para baixas condutividades. Para $Ra \approx 10^7$, a baixa condutividade não suprime a convecção, enquanto o fluxo ainda é suprimido em alta condutividade devido à estratificação térmica imposta ao fluido pelo sólido. Consequentemente, a transferência de calor é menor em comparação com a convecção Rayleigh-Bénard (apenas fluido). Para $Ra \geq 10^8$, a convecção passa a ser o mecanismo dominante em todos os recheios, e a transferência de calor por convecção é próxima da convecção de Rayleigh-Bénard.
Ataei-Dadavi <i>et al.</i> (2019b)	Heterogêneo	Cavidade cúbica com gradiente horizontal de temperatura, preenchida com esferas relativamente grandes condutoras de calor.	Avaliar a influência do Ra , razão de condutividade térmica sólido-fluido, tamanho das esferas e geometria de empacotamento.	A presença de um meio poroso na cavidade diminui a transferência de calor em comparação para a cavidade de fluido puro, a menos que as esferas sólidas sejam altamente condutivas. As camadas de esferas adjacentes às paredes quentes/frias desempenham o papel mais proeminente na transferência de calor ao dificultar a formação de camadas de fronteira de alta velocidade ao longo destas paredes, causando uma menor transferência global de calor.
Chakkingal <i>et al.</i> (2020)	Ambos	Cavidade quadrada com gradiente vertical de temperatura, totalmente e parcialmente preenchida com esferas adiabáticas	Estudar a influência da altura do empacotamento e localização de meios porosos. Comparar a transferência de calor a partir da suposição D-F com as simulações resolvidas da estrutura dos poros.	A transferência de calor em simulações resolvidas de estrutura de poros é comparável àquela em cavidades somente de fluido em altos Ra , independentemente do número de camadas e localização. Discrepâncias entre os resultados de ambas situações quando o meio poroso está próximo das paredes adiabáticas para altos Ra .

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

Tendo em vista a complexidade da representação real dos meios porosos, a maioria dos estudos baseiam-se em simplificações físicas e geométricas para descrever os fenômenos que ocorrem nesses meios. Na maioria dos casos, os detalhes da interface sólido-fluido são desprezados, ou os sólidos são igualmente espaçados em uma matriz organizada. Assim sendo, destaca-se a importância de considerar a estrutura real dos meios porosos com a finalidade de aferir como a transferência de calor pode ser afetada a partir de diferentes perspectivas. Logo, devido à complexidade imposta ao considerar uma aborgagem realisticamente precisa, é fundamental a utilização de *softwares* de simulação numérica capazes de resolver os sistemas de equações diferenciais parciais que descrevem os fenômenos envolvidos.

Embora os *softwares* comerciais sejam os mais utilizados para a aplicação CFD, os códigos fonte não são disponibilizados aos usuários, o que implica em uma rigidez na utilização dos mesmos. Diante disso, vale ressaltar a importância do uso de *softwares* livres e gratuitos. Esses *softwares*, além de serem distribuídos gratuitamente, permitem livre acesso ao seu código fonte e aos modelos implementados, colaborando para sua modificação, visando melhorias, e a incorporação de novos modelos, de acordo com as necessidades do desenvolvedor (FERREIRA, 2018). Dentre os *softwares* livres existentes para simulações CFD, destaca-se o OpenFOAM.

O uso do OpenFOAM vem crescendo ao redor do mundo, principalmente no meio acadêmico, uma vez que, por ser um *software* de código aberto e gratuito, permite a adaptação do código fonte de acordo com as necessidades do usuário, sendo uma das suas maiores vantagens. Tal fato permite adaptações dos códigos fonte originais para a implementação e simulação de processos cada vez mais complexos (MAIOLI, 2016). Com isso, este estudo abordará a aplicação de simulações numéricas por meio da Fluidodinâmica Computacional (CFD) na investigação da transferência de calor por convecção natural em cavidades contendo meio poroso heterogêneo, utilizando o OpenFOAM.

3 METODOLOGIA

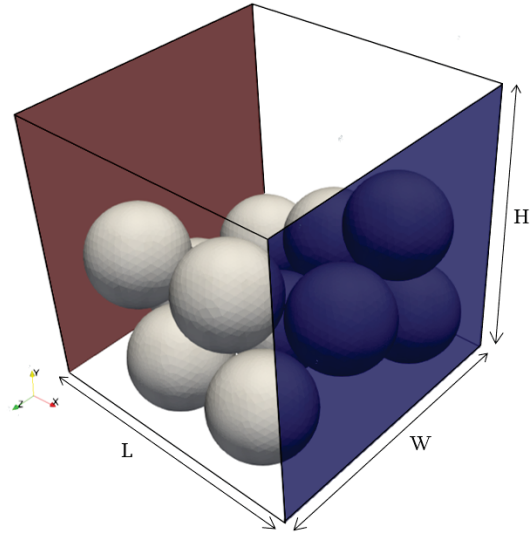
Nesta seção, serão apresentados o problema físico, a modelagem matemática e a metodologia utilizada para descrever o fenômeno de transferência de calor por convecção natural em meios porosos considerando as três leis de conservação: a equação para a conservação da massa total do sistema (equação da continuidade), conservação da quantidade de movimento (Navier-Stokes) e equação da conservação da energia, escritas em estado estacionário. Inicialmente, será retratado o problema físico que constitui em uma cavidade cúbica submetida à um gradiente horizontal de temperatura, considerando 3 casos (cavidade limpa, modelo homogêneo e modelo heterogêneo). As equações governantes e simplificações adotadas são diferentes para a cada caso, dessa maneira, a modelagem será apresentada separadamente. Para representar o meio poroso homogêneo foi adotado o modelo de Darcy-Forchheimer na qual considera a média das equações de transporte microscópico sobre um volume de controle de tamanho finito que contém as fases sólida e fluida. Para o modelo heterogêneo, as equações são aplicadas separadamente para ambas as fases. As equações governantes apresentadas são adimensionalizadas a partir das relações adimensionais definidas. Posteriormente, são descritas as condições de contorno para a cavidade e interface sólido-fluido, sendo esta última aplicada apenas para o modelo heterogêneo. Por fim, é apresentada a metodologia numérica utilizada para a resolução das equações governantes.

3.1 PROBLEMA FÍSICO

Um diagrama esquemático do domínio computacional utilizado neste estudo é mostrado na Figura 2. O sistema consiste numa cavidade cúbica, onde a largura (W), o comprimento (L) e a altura (H), são assumidos idênticos. Para o caso-base, onze partículas esféricas condutoras de calor (não adiabáticas) são distribuídas aleatoriamente dentro do recinto, ocupando aproximadamente 25% do volume total da cavidade ($V^{esfera}/V_{cavidade} = 0,247$), o que corresponde a uma porosidade de, aproximadamente, 0,75. A relação entre o diâmetro das partículas e a altura da cavidade utilizada é $d/H = 0,35$.

A cavidade está sujeita a um gradiente horizontal de temperatura aplicado nas paredes laterais do domínio, induzindo a convecção natural. A parede esquerda está a temperatura constante T_H , enquanto que a parede direita é mantida a uma temperatura T_C , onde $T_H > T_C$. As paredes restantes são consideradas adiabáticas e a aceleração da gravidade atua na direção vertical (y). O fluido no interior da cavidade tem uma temperatura inicial T_{ref} . O número Prandtl do fluido utilizado em todas as caixas de base foi $Pr = 0,71$, representando o ar em condições ambientais. A razão de condutividade térmica do sólido-fluido é definida como $K^* = k_s/k_f$, onde os subscritos s e f representam as fases sólida e fluida, respectivamente. O efeito da condutividade térmica do sólido

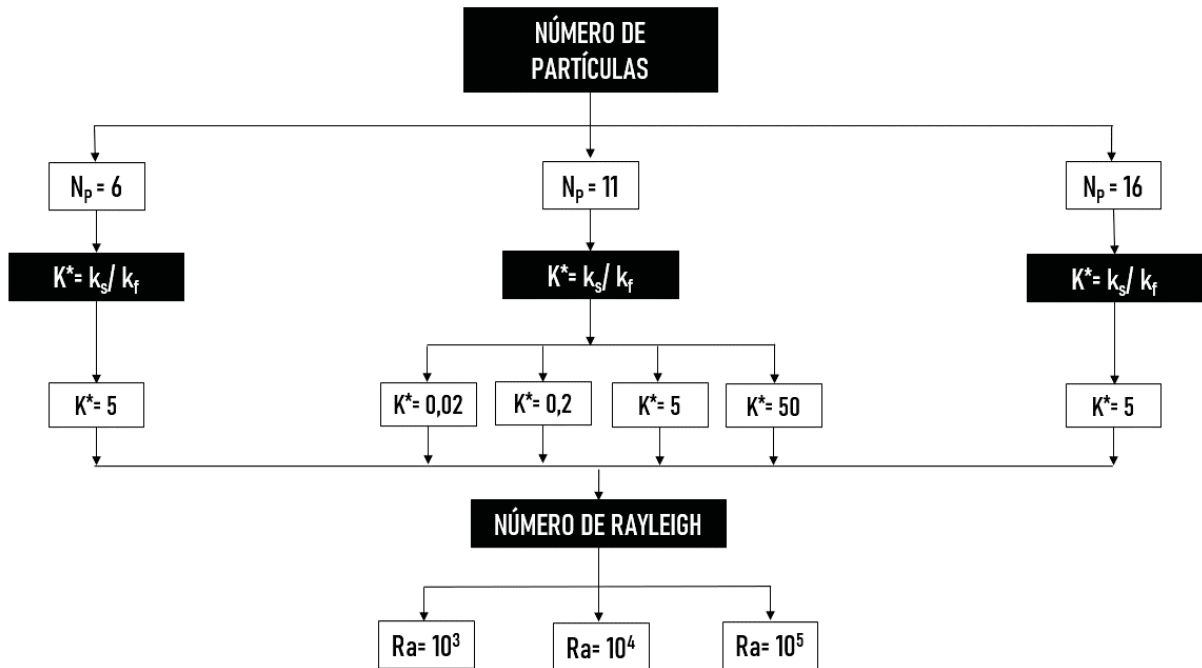
Figura 2 – Vista isométrica do domínio físico utilizado nas simulações ($N_p = 11$)



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

foi estudado considerando $K^* = 0,02; 0,2; 5$ e 50 . Para avaliar o efeito do número de partículas (N_p) na transferência de calor, foram realizadas simulações com $N_p = 6$ e 16 para $K^* = 5$. Cada caso foi simulado para os números Rayleigh de $10^3, 10^4$ e 10^5 , como mostra a Figura 3.

Figura 3 – Condições usadas nas simulações



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

No presente estudo, o meio é composto por duas fases isotrópicas distintas: fluido e sólido. O modelo matemático proposto considera o problema em estado estacionário com fluxo laminar, incompressível e monofásico. O fluido é Newtoniano, com propriedades

constantes e uniformes, com exceção do termo de empuxo, no qual a variação da densidade do fluido é modelada utilizando a aproximação *Boussinesq*, que é uma aproximação razoável na análise de fenômenos de transferência de calor por convecção natural (NIELD; BEJAN, 2007). A fase sólida é composta por partículas esféricas maças com propriedades térmicas constantes e uniformes.

3.1.1 Aproximação de Boussinesq

A aproximação de *Boussinesq* considera que a variação da densidade deve ser considerada apenas no termo de empuxo na equação de movimento (Equação (4)), e pode ser modelada de acordo com a Equação (1).

$$\rho - \rho_0 = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)] \quad (1)$$

em que β é o coeficiente de expansão térmica, ρ e ρ_0 são as densidades nas temperaturas T e T_0 , respectivamente.

Essa aproximação é precisa desde que as mudanças na densidade real sejam suficientemente pequenas. Especificamente, a aproximação de *Boussinesq* é válida quando a inequação a Equação (2) é satisfeita.

$$\beta(T - T_0) \leq 1 \quad (2)$$

3.2 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO MODELO HETEROGÊNEO

No modelo heterogêneo, as equações governantes são aplicadas separadamente para o fluido e para as fases sólidas. Diante das considerações apresentadas, para a fase fluida, as equações de conservação da massa, do momento e da energia, em regime permanente, são dadas pelas Equações (3) – (5), respectivamente:

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \quad (3)$$

$$\rho_f(\vec{u} \cdot \nabla)\vec{u} = -\nabla p + \mu\nabla^2\vec{u} + \rho_f g\beta(T - T_{ref})\vec{j} \quad (4)$$

$$(\rho c_p)_f \vec{u} \cdot \nabla T = k_f \nabla^2 T \quad (5)$$

A fase sólida dentro da cavidade tem participação indireta em relação ao transporte de energia, trocando calor com a camada de fluido adjacente às interfaces sólido-fluido,

onde a condição de não deslizamento é imposta. Dessa forma, no estado estacionário, a equação de conservação de energia para a fase sólida é dada a partir da Equação (6).

$$\nabla^2 T = 0 \quad (6)$$

Nas equações anteriores, $\vec{u} = (u, v, w)$ é o vetor de velocidade, p é a pressão, g o vetor de aceleração da gravidade, T a temperatura, T_{ref} é a temperatura de referência do fluido e \vec{j} é o vetor normal ao longo da direção gravitacional. As propriedades ρ , μ , β , c_p e k são, respectivamente, a densidade, viscosidade dinâmica, coeficiente de expansão térmica, calor específico a pressão constante e condutividade térmica. Para ajudar na apresentação e discussão dos resultados, todas as variáveis foram convertidas para uma forma adimensional. As coordenadas não-dimensionais são definidas como $(X, Y, Z) = (x, y, z)/H$, a velocidade como $\vec{V} = \vec{u}H/\alpha_f$ e a pressão não dimensional como $P = pH^2/\rho_f\alpha_f^2$, em que α_f é a difusividade térmica do fluido. A temperatura adimensional é definida a partir da Equação (7).

$$\theta = \frac{T - T_C}{T_H - T_C} \quad (7)$$

de modo que os valores de θ fiquem restritos ao intervalo $[0, 1]$ para todos os casos. Usando esses parâmetros, os números Prandtl (Pr) e Rayleigh (Ra) são definidos como mostram as Equações (8) e (9), respectivamente.

$$Pr = \frac{\nu_f}{\alpha_f} \quad (8)$$

$$Ra = \frac{g\beta(T_H - T_C)H^3}{\nu_f\alpha_f} \quad (9)$$

em que ν_f é a viscosidade cinemática do fluido. Vale mencionar que os números adimensionais são calculados usando apenas as propriedades do fluido, portanto, alterações na matriz sólida não afetam essa definição. Substituindo as variáveis adimensionais nas equações governantes, as Equações (3) – (6) podem ser reescritas, respectivamente, como:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (10)$$

$$(\vec{V} \cdot \nabla)\vec{V} = \nabla P + Pr\nabla^2\vec{V} + RaPr\theta\vec{j} \quad (11)$$

$$\vec{V} \cdot \nabla\theta = \nabla^2\theta \quad (12)$$

$$\nabla^2\theta = 0 \quad (13)$$

3.3 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO MODELO HOMOGÊNEO

A modelagem matemática considerando o modelo de Darcy-Forchheimer (modelo homogêneo) permite adicionar o efeito da porosidade ao incluir a queda de pressão em um meio poroso devido aos efeitos viscosos e inerciais como termo fonte (S) na equação do momento, como mostrado por Chakkingal *et al.* (2020). Considerando essas hipóteses, as equações para conservação de massa, quantidade de movimento e energia são representadas pelas Equações (14) – (16), respectivamente.

$$\nabla \cdot (\phi\vec{u}) = 0 \quad (14)$$

$$\rho_f(\vec{u} \cdot \nabla)\vec{u} = -\nabla p + \mu\nabla^2\vec{u} + \rho_f g\beta(T - T_{ref})\vec{j} + S \quad (15)$$

$$(\rho c_p)_{eff}\vec{u} \cdot \nabla T = k_{eff}\nabla^2 T \quad (16)$$

em que $(\rho c_p)_{eff}$ é a capacidade térmica efetiva, k_{eff} a condutividade térmica efetiva e ϕ é a porosidade do meio, que podem ser calculadas por meio das Equações (17), (18) e (19), respectivamente.

$$(\rho c_p)_{eff} = \phi(\rho c_p)_f + (1 - \phi)(\rho c_p)_s \quad (17)$$

$$k_{eff} = \phi k_f + (1 - \phi)k_s \quad (18)$$

$$\phi = \frac{V^{cavidade} - V^{esferas}}{V^{cavidade}} \quad (19)$$

no qual $V^{cavidade} = H^3$ é o volume total da cavidade e $V^{esferas}$ o volume ocupado por todas as esferas.

Neste modelo, apenas uma equação de energia é resolvida. O termo fonte (S) na equação de conservação do momento (Eq. (15)) é avaliado como:

$$S = -\frac{\mu}{D}\phi\vec{u} - F\frac{1}{2}\rho_f\phi\vec{u}|\phi\vec{v}| \quad (20)$$

onde os coeficientes de Darcy (D) e Forchheimer (F) são calculados usando a Equação de Ergun dada pelas Equações (21) e (22).

$$D = \frac{d^2}{150} \frac{\phi^3}{(1 - \phi)^2} \quad (21)$$

$$F = \frac{3,5}{d} \left(\frac{1 - \phi}{\phi^3} \right) \quad (22)$$

A forma adimensional das equações governantes para o modelo homogêneo podem ser obtidas analogamente ao modelo heterogêneo, não sendo apresentadas por questões de brevidade.

3.4 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DA CAVIDADE SEM SÓLIDO

Para este caso, considerou-se uma cavidade cúbica de mesmas dimensões totalmente preenchida com apenas fluido com propriedades e condições idênticas às impostas anteriormente. A modelagem, para este caso, segue as equações governantes usadas no modelo homogêneo com a porosidade definida como 1. Além disso, também pode ser consideradas apenas as equações estabelecidas para a fase fluida no modelo heterogêneo.

3.5 CONDIÇÕES DE CONTORNO

As condições de contorno, em sua forma adimensional, aplicadas nas paredes podem ser definidas de acordo com as Equações (23) – (28).

$$\theta = 1 \quad \text{e} \quad \vec{V} = (0, 0, 0) \quad \text{para} \quad X = 0; 0 \leq Y \leq 1; 0 \leq Z \leq 1 \quad (23)$$

$$\theta = 0 \quad \text{e} \quad \vec{V} = (0, 0, 0) \quad \text{para} \quad X = 1; 0 \leq Y \leq 1; 0 \leq Z \leq 1 \quad (24)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0 \quad \text{e} \quad \vec{V} = (0, 0, 0) \quad \text{para} \quad Y = 0; 0 \leq X \leq 1; 0 \leq Z \leq 1 \quad (25)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0 \quad \text{e} \quad \vec{V} = (0, 0, 0) \quad \text{para} \quad Y = 1; 0 \leq X \leq 1; 0 \leq Z \leq 1 \quad (26)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial Z} = 0 \quad \text{e} \quad \vec{V} = (0, 0, 0) \quad \text{para} \quad Z = 0; 0 \leq X \leq 1; 0 \leq Y \leq 1 \quad (27)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial Z} = 0 \quad \text{e} \quad \vec{V} = (0, 0, 0) \quad \text{para} \quad Z = 1; 0 \leq X \leq 1; 0 \leq Y \leq 1 \quad (28)$$

Para o modelo heterogêneo, são necessárias condições de contorno adicionais na interface entre o fluido e as partículas para assegurar a continuidade da temperatura e do fluxo de calor. Dessa forma, as condições de contorno na interface sólido-fluido são definidas de acordo com a Equação (29).

$$\theta|_f = \theta|_s \quad \text{e} \quad \left. \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right|_f = K^* \left. \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right|_s \quad (29)$$

onde η representa o vetor normal. Da mesma forma que para paredes, nenhuma condição de deslizamento é assumida na superfície das partículas.

A transferência de calor por convecção que ocorre em uma superfície pode ser analisada quantitativamente através do número de Nusselt (Nu) ao longo das paredes quentes e frias, bem como seu valor médio. O Nu local ao longo das paredes quente e fria é definido, respectivamente, a partir das Equações (30) e (31).

$$Nu_H = \left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{X=0} \quad (30)$$

$$Nu_C = \left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{X=1} \quad (31)$$

Pelo princípio da conservação de energia e devido às condições adiabáticas das paredes superior, inferior, frontal e posterior, o número de Nusselt médio na parede quente ($\overline{Nu_H}$) e na parede fria ($\overline{Nu_C}$) devem ser os mesmos, e podem ser calculado como mostra as Equações (32) e (33).

$$\overline{Nu_H} = \int_0^1 \int_0^1 Nu_H dY dZ \quad (32)$$

$$\overline{Nu_C} = \int_0^1 \int_0^1 Nu_C dY dZ \quad (33)$$

A solução numérica das equações que regem o fenômeno proposto neste trabalho pode ser obtida a através do uso de técnicas de Fluidodinâmica Computacional (CFD). O *software* livre OpenFOAM foi utilizado para a discretização e resolução das equações governantes.

3.6 FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD)

A Fluidodinâmica Computacional (*Computational Fluid Dynamics*— CFD) é uma técnica de simulação de processos físicos e/ou químicos que envolvem escoamento de fluidos, com ou sem troca de calor e massa. É dedicada à resolução numérica de equações fundamentais diferenciais não lineares que regem os fenômenos de transporte, com a capacidade de ilustrar campos de concentração, velocidade, pressão e temperatura, tanto espacial quanto temporal (ARRUDA, 2019; ASHGRIZ; MOSTAGHIMI, 2002; VERSTEEG; MALALASEKERA, 1995).

As técnicas de CFD são amplamente aplicadas em problemas de alta complexidade, descrito por equações que não podem ser resolvidas analiticamente. Dessa forma, com a finalidade de obter uma solução aproximada numericamente, segue-se para a etapa de discretização do espaço físico, ou seja, a subdivisão do domínio em um número finito de pontos, gerando as chamadas malhas computacionais.

A discretização é realizada pela geração de malhas, estruturadas uniformes ou não uniformes, não estruturadas e híbridas, no qual aproxima as equações diferenciais por um sistema de equações algébricas, as quais são aplicadas a pequenos domínios no espaço e no tempo, gerando uma solução numérica resolvida computacionalmente (VIEIRA, 2010; ARRUDA, 2019). Vale ressaltar que, os pontos discretizados ou volumes de controle, devem ser distribuídos no domínio de forma adequada para garantir a obtenção de uma solução representativa, uma vez que esse parâmetro tem grande influência na acurácia da solução. Embora, as malhas mais refinadas garantem uma solução mais acurada, o custo computacional tende a aumentar consideravelmente (MELO, 2013).

De acordo com Ashgriz e Mostaghimi (2002), no processo de discretização cada termo dentro da equação diferencial parcial é escrito de tal maneira que o computador pode ser programado para resolver. Existem vários métodos para discretização numérica, como: Método das Diferenças Finitas (MDF), Método dos Elementos Finitos (MEF) e Método dos Volumes Finitos (MVF), sendo este último o mais aplicado em CFD (ZAWAWI *et al.*, 2018).

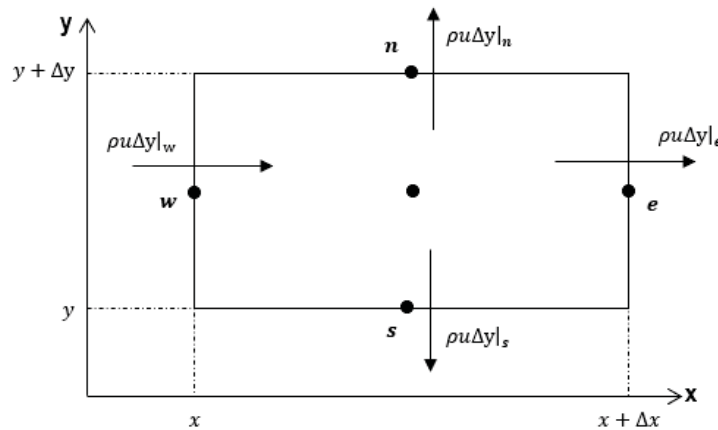
3.6.1 Método dos Volumes Finitos

A popularidade do Método dos Volumes Finitos (MVF) em CFD está diretamente relacionada com a alta flexibilidade que oferece como método de discretização, devido ao fato de que a discretização é realizada diretamente no espaço físico sem a necessidade de qualquer transformação entre o domínio físico e computacional (CHAI; PATANKAR, 2018; MOUKALLED *et al.*, 2016).

No MVF o domínio de solução é dividido em pequenas sub-regiões denominadas volumes de controle (VC), como mostra a Figura 4. No centróide de cada volume de

controle localiza-se um nó computacional, no qual são calculados os valores das variáveis, enquanto nas superfícies do VC, os valores das variáveis são obtidos por interpolação em função dos valores nodais (valores centrais) (GONÇALVES, 2007).

Figura 4 – Representação do volume de controle do MVF



Fonte: Versteeg e Malalasekera (2006).

Posteriormente, para a obtenção do sistema algébrico, as equações de conservação são escritas em sua forma integral para cada volume e são aproximadas usando expressões de quadratura apropriadas, por meio de balanços através das faces dos volumes de controle, como mostra a Equação 34. Como resultado, obtém-se uma equação algébrica para cada VC, na qual aparecem os valores das variáveis do nó em questão e dos nós vizinhos. Este sistema de equações pode ser resolvidos por meio da aplicação de métodos segregados ou acoplados (ARRUDA, 2019; GONÇALVES, 2007).

$$\rho u \Delta y_e - \rho u \Delta y_w + \rho u \Delta y_n - \rho u \Delta y_s = 0 \quad (34)$$

em que, as letras e , w , n e s correspondem as laterais leste, oeste, norte e sul respectivamente.

O método de volume finito do OpenFOAM usa uma metodologia co-localizada em uma grade poliédrica não estruturada com elementos de grade arbitrários. As grandezas dinâmicas dos fluidos são localizadas nos centróides do volume de controle. Uma variedade de esquemas de solução de interpolação, discretização e matriz disponíveis podem ser selecionados em tempo de execução. Eles são especificados nos arquivos *fvSchemes* e *fvSolutions*. O OpenFOAM carrega esses esquemas por meio de seu mecanismo de seleção de tempo de execução, que é flexível o suficiente para permitir que esquemas diferentes sejam aplicados a cada termo individual na equação. Metodologias implícitas e explícitas são separadas em dois grupos diferentes: cálculo de volume finito para explícito; e método de volume finito para implícito.

3.6.2 OpenFoam

Existem diversos *softwares* que podem ser utilizados para as simulações CFD, todavia, em sua grande maioria, são *softwares* comerciais que apresentam custos elevados, inviabilizando a utilização da técnica, principalmente no meio acadêmico (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2006; MOURA, 2008). Dessa forma, o uso de *softwares* gratuitos torna-se um atrativo. Podem ser citados como *softwares* gratuitos de simulação CFD o Saturne, SU2 e o SimFlow, contudo o que mais se destaca é o OpenFOAM (*Open source Field Operation And Manipulation*).

O OpenFOAM é um *software* gratuito de código aberto, escrito em linguagem C++ orientada a objetos e aplicado na manipulação e solução de campos tensoriais (OPENFOAM, 2021). Por ser um *software* de código aberto, permite a criação e edição de bibliotecas e *solvers* gerando um ambiente de desenvolvimento colaborativo, possibilitando que linhas de pesquisa avancem em conjunto. Logo, essa vantagem propulsiona o meio científico no desenvolvimento de novos *solvers* para resolver casos que ainda não foram implementados em seu código fonte (KWIATKOWSKI *et al.*, 2013; MAIOLI, 2016).

Como dito anteriormente, uma das maiores vantagens do OpenFOAM é de ser um *software* gratuito de código aberto. Logo, permite que o usuário tenha acesso a todo seu código fonte, não apresentando “caixas pretas” como os *softwares* comerciais. Assim, o usuário pode desenvolver novos *solvers* e utilitários, e também implementar novas bibliotecas, como condições de contorno e funções de parede, tornando-o uma ferramenta de simulação para uma ampla gama de aplicações.

Entretanto a principal desvantagem do *software* está na sua complexidade de compreensão. A curva de aprendizado do OpenFOAM se mostra grande e um tanto quanto complexa, sendo de difícil uso para iniciantes, principalmente por não possuir uma interface gráfica de comunicação com o usuário e pela falta de material didático. Assim sendo, é esperado que o usuário apresente um conhecimento prévio dos métodos numéricos, sendo decisivo na escolha dos métodos para garantir à convergência da solução. Como não existem parâmetros definidos automaticamente, tudo deve ser definido pelo usuário, aumentando as chances de haver problemas na solução devido a escolhas inapropriadas (MAIOLI, 2016; MELO, 2013).

3.7 METODOLOGIA NUMÉRICA

O conjunto de equações diferenciais parciais apresentadas anteriormente foi discretizado e resolvido utilizando o método dos volumes finitos implementado no *software* livre e de código aberto OpenFOAM v.9, seguindo um algoritmo PIMPLE utilizado pelos *solvers* *buoyantPimpleFoam* e *chtMultiRegionFoam*, para simular os modelos homogêneo e heterogêneo, respectivamente. As equações governantes são resolvidas utilizando os

esquemas numéricos listados na Tabela 2. O passo de tempo adaptativo foi realizado limitando o número máximo de Courant da célula a 4.

Tabela 2 – Esquemas numéricos para simulações usando OpenFOAM

	Modelo Homogêneo (simulações D-F)	Modelo Heterogêneo	
		Fluido	Sólido
Time scheme	Euler	steadyState	steadyState
Gradient scheme	Gauss linear	Gauss Linear	Gauss linear
Divergence scheme	Gauss linear	Gauss linear	-
Interpolations scheme	linear	linear	linear
Laplacian scheme	Gauss linear corrected	Gauss linear corrected	Gauss linear uncorrected
Pressure velocity coupling	PIMPLE	PIMPLE	-

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

Para assegurar que a distribuição das partículas é fisicamente precisa, as partículas foram distribuídas no interior da cavidade utilizando o Método dos Elementos Discretos (DEM) no *software* de código aberto LIGGGHTS. Foi adicionado um plano de inserção acima da cavidade e as partículas foram inseridas aleatoriamente. O modelo de contato Hertz-Mindling foi utilizado para calcular a posição das esferas e os parâmetros físicos foram definidos para garantir uma solução numérica estável com baixo esforço computacional. Mais detalhes sobre este método podem ser encontrados na literatura, por exemplo Popov (2010) e Johnson (1985).

Com a finalidade de minimizar o esforço computacional, diferentes tamanhos de malha estruturada 2D foram utilizados e a comparação entre os resultados obtidos e os resultados apresentados por Han *et al.* (2008) para as velocidades máximas normalizadas nas linhas centrais da cavidade para $Ra = 10^5$ podem ser vistos na Tabela 3. O refino gradual permitiu verificar o número mínimo de células suficientes para atingir a precisão desejada. Como pode ser observado, não aparecem variações significativas entre diferentes tamanhos de malhas, em especial para malhas com mais de 140^2 elementos. Portanto, considerando o ganho em tempo de cálculo, utilizando malhas mais pequenas, escolhemos utilizar um malha estruturada com 140^2 elementos.

Tabela 3 – Estudo de tamanho de malha para o caso fluido puro e modelo homogêneo

	Han <i>et al.</i> (2008)	120^2		140^2		160^2	
		Presente	Desvio (%)	Presente	Desvio (%)	Presente	Desvio (%)
u_{max}	34,8905	36,8616	5,6495	36,7928	5,4521	36,7370	5,2922
y/H	0,8578	0,8580	0,0233	0,8570	-0,0933	0,8560	-0,2098
v_{max}	68,3229	69,8925	2,2974	69,8978	2,3051	69,9208	2,3387
x/L	0,0637	0,0670	5,1805	0,0650	2,0408	0,0690	8,3203

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

Para as simulações considerando apenas o modelo homogêneo e a cavidade apenas com fluido foram resolvidas utilizando uma malha hexaédrica gerada no *blockMesh* do OpenFOAM v.9 com 140^3 elementos, conforme mostra a Figura 5a.

A análise do tamanho de malha para o modelo heterogêneo considerou a variação no número de Nusselt em função do número de elementos a partir de simulações realizadas em diferentes tamanhos de malhas 3D não estruturadas. Os resultados obtidos são mostrados na Tabela 4.

Tabela 4 – Estudo de tamanho de malha para o modelo heterogêneo

Número de Elementos (milhões)	Nu
1,12	2,316
2,6	2,785
4,2	2,775

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

Como pode ser observado, a variação do número de Nusselt para 2,6 e 4,2 milhões de elementos não foi significativa. Por este motivo, para minimizar o esforço computacional, foram usadas as malhas com $\approx 2,6$ milhões de elementos.

As simulações considerando o modelo heterogêneo foram resolvidas usando uma malha tetraédrica não estruturada gerada no software ANSYS ICEM, representada pela Figura 5b. A função *Fluent3DmeshToFoam* disponível no OpenFoam foi utilizada para realizar a conversão para um formato utilizável, no qual foram definidas duas regiões. O número de elementos das fases fluida e sólida das malhas com 6, 11, e 16 partículas, podem ser conferidos na Tabela 5.

Tabela 5 – Número de elementos das fases do modelo heterogêneo

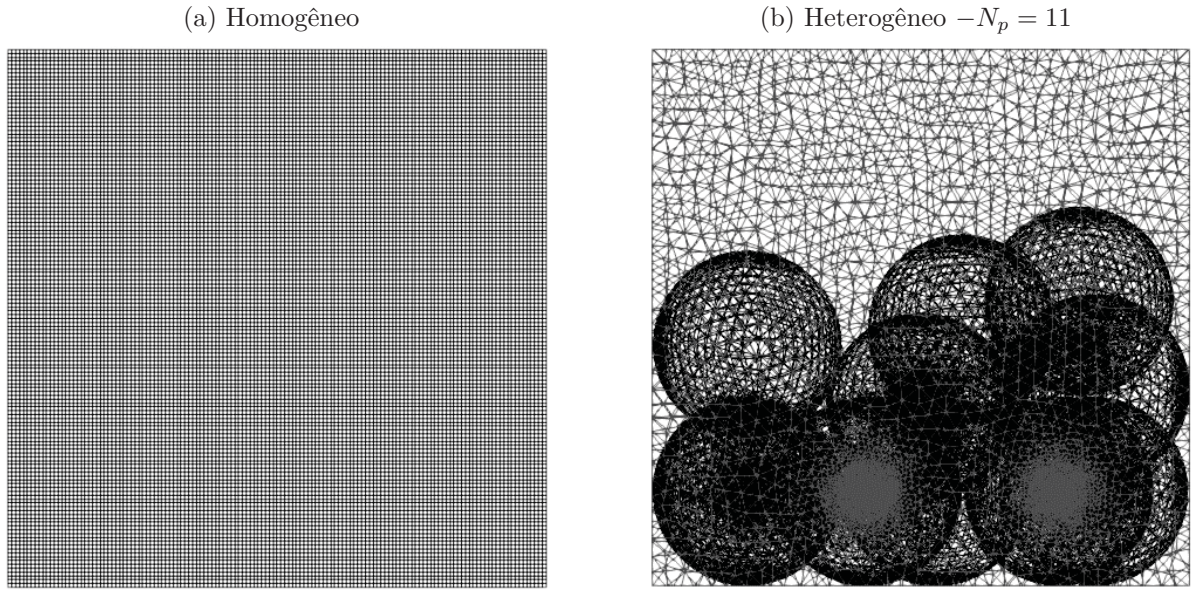
Número de Partículas	Número de Elementos	
	Região Fluida	Região Sólida
6	1340053	402005
11	1922381	710446
16	1023879	412656

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

3.7.1 Verificação do Modelo

A verificação, em termos de aplicação na linguagem computacional, está relacionada com a obtenção de soluções numéricas para um dado modelo, com a finalidade de constatar se as equações diferenciais parciais estão sendo resolvidas corretamente (MENTER *et al.*,

Figura 5 – Malhas numéricas utilizadas nas simulações



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

2002). O procedimento de verificação pode ser classificado em dois tipos. O primeiro deles é a verificação dos códigos CFD a fim de constatar se há erros de programação ou inconsistências na solução do algoritmo e, geralmente é feita pelos desenvolvedores do código. O outro tipo de verificação está associado a solução numérica propriamente dita, no qual estima-se os erros numéricos ou incertezas de um resultados específico a partir da comparação com outros resultados numéricos de casos semelhantes disponíveis na literatura.

Os solvers foram verificados de duas maneiras. Para o solver *buoyantPimpleFoam* foram realizadas simulações 2D em uma cavidade quadrada preenchida apenas com fluido. A velocidade de difusão $U^* = \nu_f / PrH$ é utilizada para normalizar a velocidade horizontal máxima (u_{max}) em $x/L = 0,5$ e a velocidade vertical máxima (v_{max}) em $y/H = 0,5$, para permitir uma comparação com os resultados apresentados por Han *et al.* (2008). Como ser visto na Tabela 6, os resultados estão em excelente concordância com os dados encontrados na literatura.

Tabela 6 – Comparação com os resultados apresentados por Han *et al.* (2008)

	$Ra = 10^3$		$Ra = 10^4$		$Ra = 10^5$	
	Presente	Han <i>et al.</i> (2008)	Presente	Han <i>et al.</i> (2008)	Presente	Han <i>et al.</i> (2008)
u_{max}	3,67	3,652	16,209	16,2318	36,793	34,8905
y/H	0,813	0,8125	0,822	0,8203	0,857	0,8578
v_{max}	3,713	3,696	19,552	19,628	69,899	68,3229
x/L	0,179	0,1797	0,121	0,1172	0,065	0,0637

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

Para a verificação do modelo heterogêneo, foi considerado o caso de um único quadrado sólido condutor, localizado no centro de uma cavidade, conforme o caso avaliado em um estudo proposto por House *et al.* (1990). A Tabela 7 compara o número de Nusselt médio obtido com os apresentados por House *et al.* (1990). Os resultados relatados são bons acordo com os obtidos no presente estudo para todos os casos investigados.

Tabela 7 – Comparação com os resultados apresentados por House *et al.* (1990)

Ra	K^*	House <i>et al.</i> (1990)	Presente
10^5	0,2	4,624	4,479
10^5	5	4,324	4,452

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

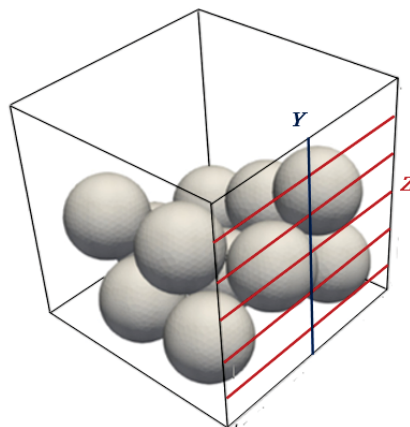
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos em todos os casos estudados. A estrutura do escoamento e a distribuição de temperatura dentro da cavidade são fortemente dependentes das condições de contorno impostas e das propriedades de transporte do fluido. Além disso, os parâmetros $Pr = 0,71$ e $d/H = 0,35$, foram mantidos constantes para todos os casos. O efeito da condutividade térmica do sólido foi estudado considerando $K^* = 0,02; 0,2; 5$ e 50 , com resultados para Ra variando de 10^3 a 10^5 e número de partículas $N_p = 11$. A magnitude dos números de Rayleigh garante um fluxo laminar e, portanto, efeitos turbulentos não são considerados. A presença de um meio poroso no interior da cavidade tem um forte impacto na transferência de calor entre as paredes e o fluido. Essa influência pode ser estimada quantitativamente por meio da avaliação do número de Nusselt, como será discutido adiante. Por fim, será avaliado a influência do número de partículas considerando $N_p = 6$ e 16 , para $K^* = 5$.

4.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Nesta seção será apresentado o número de Nusselt local ao longo das paredes quente e fria, comparando os perfis obtidos com as simulações para o caso apenas fluido, modelo homogêneo e heterogêneo. Para analisar o impacto da condutividade térmica das partículas, a Figura 7 apresenta o número de Nusselt ao longo das paredes quente e fria para diferentes valores de K^* e $Ra = 10^4$. As curvas para $K^* = 0,02$ não são apresentadas já que são muito semelhantes aos resultados para $K^* = 0,2$. Essas curvas são construídas avaliando o valor médio ao longo da direção Z para diferentes valores de Y , como pode ser visto na Figura 6. A curva para o caso somente de fluido é mantida em todas as figuras para referência.

Figura 6 – Direções para a construção dos gráficos de Nu local



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

É possível observar que o comportamento das curvas para a cavidade somente com fluido e o modelo homogêneo são semelhantes, principalmente para valores baixos de K^* . No entanto, há um decréscimo no número de Nusselt para a cavidade porosa mesmo para $K^* = 0, 2$, onde a condutividade térmica efetiva é menor que a condutividade do fluido. A diminuição do coeficiente de transferência de calor se deve à queda de pressão imposta pelo meio poroso, o que dificulta a formação de células convectivas. Para valores maiores de K^* a diferença é ainda maior devido ao efeito combinado da queda de pressão e aumento do k_{eff} .

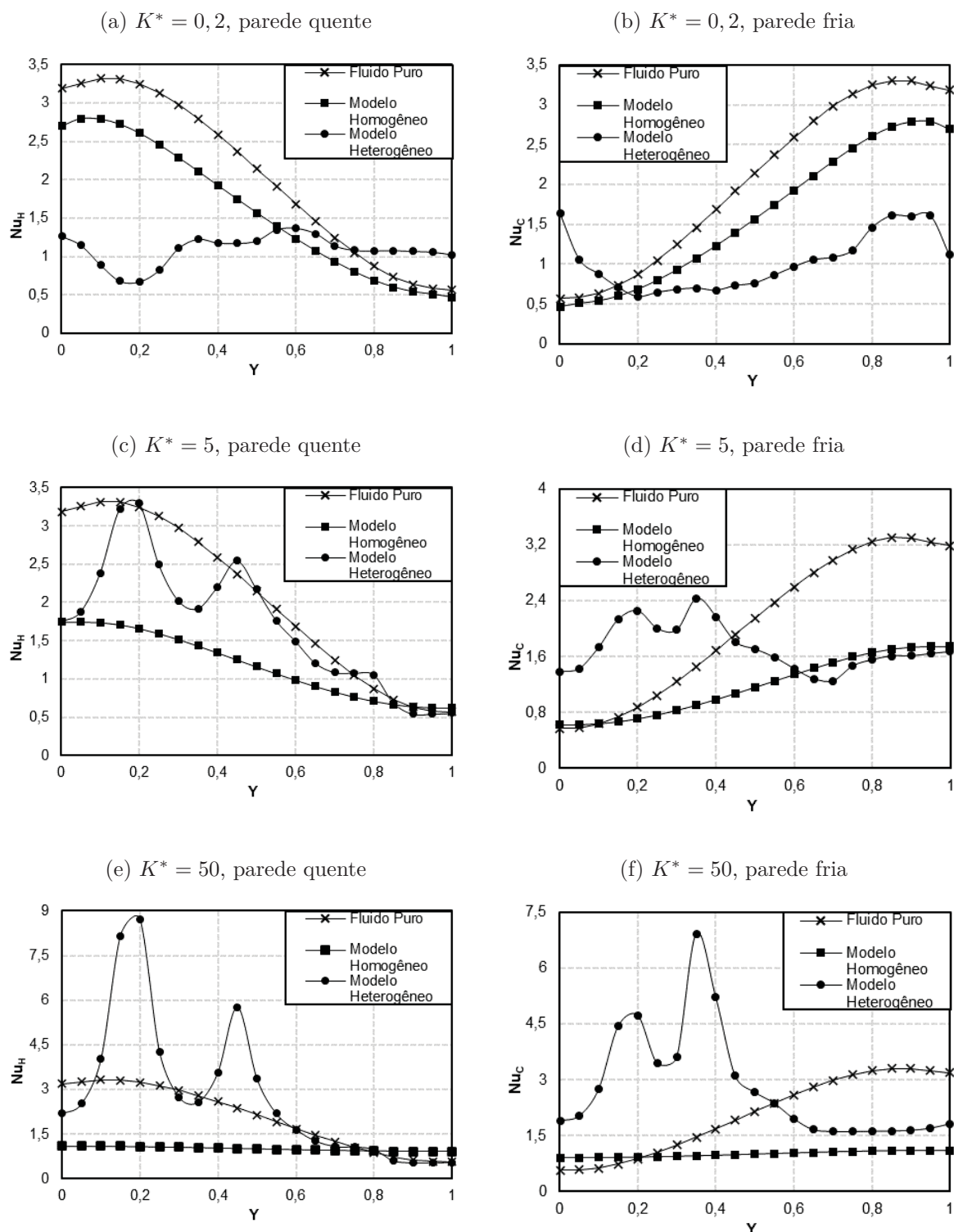
Quando os resultados para o modelo heterogêneo são comparados, diferenças significativas aparecem no comportamento das curvas. Para $K^* = 0, 2$ o número de Nusselt tende ser menor para $Y \leq 0, 5$, que corresponde aproximadamente à região com partículas adjacentes à parede. Por outro lado, para $K^* = 5$ e $K^* = 50$, nesta região há o aparecimento de picos nas curvas de Nusselt, indicando que o perfil de temperatura tem uma mudança brusca (ou seja, alta derivada) em alguns pontos. Para entender melhor esse fenômeno aparentemente contraditório (aumento do número de Nusselt à medida que a condutividade aumenta), é importante investigar a distribuição tridimensional de energia térmica no interior da cavidade, que será discutida na próxima seção.

Para avaliar a influência do número de Rayleigh, a Figura 8 mostra o número de Nusselt local ao longo das paredes quente e fria para diferentes valores de Ra e $K^* = 5$. Para $Ra = 10^3$ as curvas para o modelo homogêneo e o caso somente de fluido são muito semelhantes, com Nu próximo da unidade, e não apresentando variações consideráveis ao longo do direção vertical (Y). Esse comportamento sugere que a transferência de calor é predominantemente por condução, o que pode ser verificado avaliando-se o número médio de Nusselt nas paredes, conforme apresentado na Tabela 8 para todos os casos avaliados. Como pode ser visto, neste caso o valor obtido com o meio homogêneo também é um pouco menor devido ao aumento do k_{eff} e queda de pressão, mas para ambos os casos o valor é muito próximo de um.

Para $Ra = 10^5$, um comportamento semelhante é observado, mas neste caso a diminuição relativa na transferência de calor por convecção é mais evidente. Os valores médios de Nu para o caso somente de fluido (Tabela 8) indicam que enquanto $Ra = 10^3$ corresponde basicamente à transferência de calor por condução, para $Ra = 10^5$ a convecção está bem estabelecida. Como mencionado anteriormente, o aumento de K^* aumenta a magnitude relativa da condução em comparação com a transferência de calor por convecção, reduzindo os valores médios de Nu .

Analogamente ao observado para $Ra = 10^4$, os resultados para $Ra = 10^3$ mostram que quando a estrutura real das partículas é considerada, o modelo heterogêneo prevê uma transferência de calor mais não uniforme ao longo da parede, com aumento significativo da intensidade de convecção para $Y \leq 0, 5$. Observando os números de Nusselt médios apresentados na Tabela 8 para $Ra = 10^3$, há dois aspectos importantes que podem ser

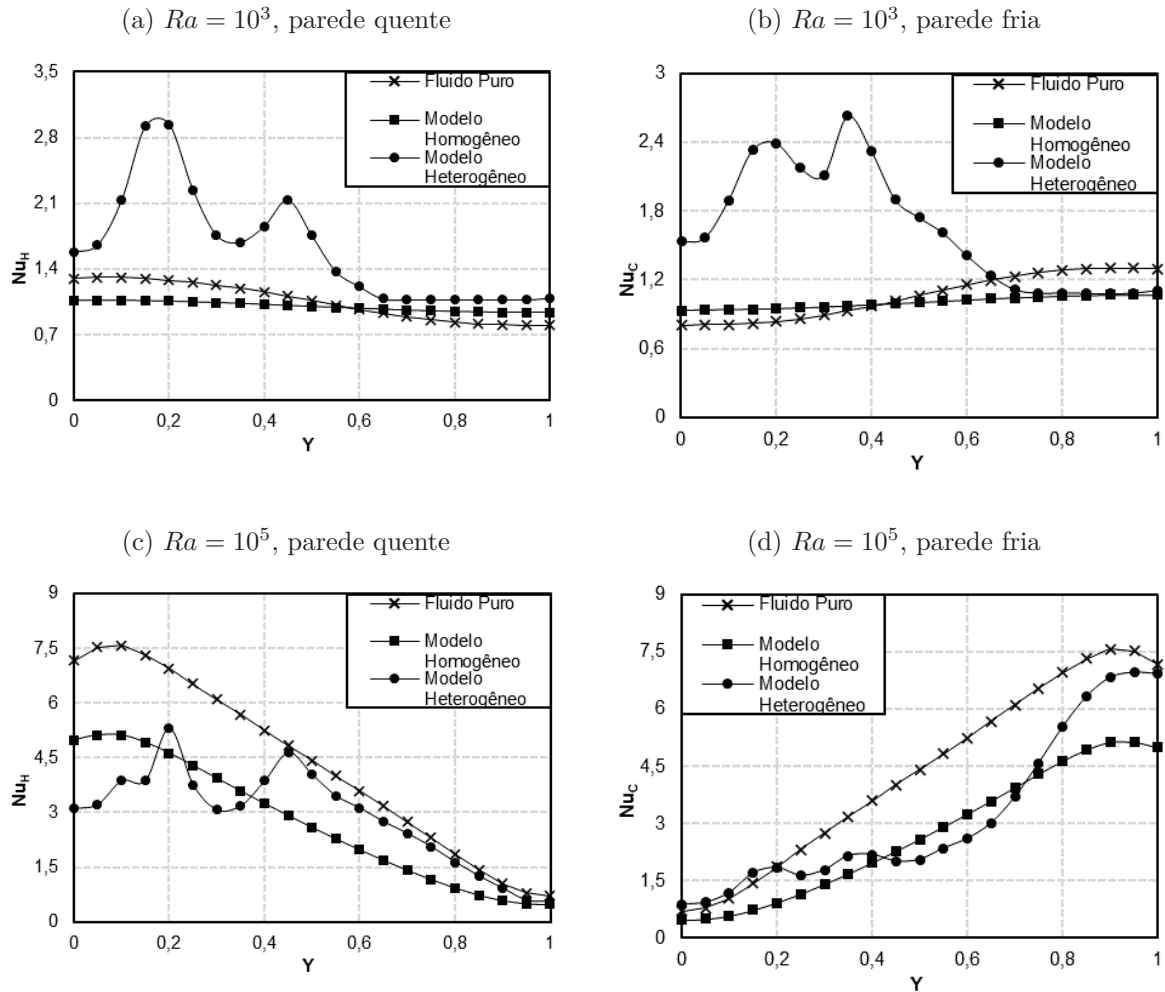
Figura 7 – Variação no número de Nusselt para $Ra = 10^4$ e diferentes valores de K^* ao longo da direção vertical



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

observados. Primeiro, para $K^* = 0,02$ e $0,2$ o número médio de Nusselt é menor que um. Isso parece contradizer a própria definição do número de Nusselt, no entanto, como os

Figura 8 – Variação no número de Nusselt para $K^* = 5$ e diferentes valores de Ra ao longo da direção vertical



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

valores de Nusselt são calculados como a derivada da temperatura na direção normal, esses valores indicam que a inclinação do perfil de temperatura é menor do que o esperado para a condução térmica pura numa cavidade não porosa. A origem desse fenômeno será melhor discutida na próxima seção. O segundo aspecto importante é que para todos os valores de Ra , o modelo heterogêneo prevê que o número médio de Nusselt realmente aumentará à medida que K^* aumenta e não diminui conforme previsto pelo modelo homogêneo. Esse comportamento também está relacionado a mudanças locais no perfil de temperatura próximo às paredes e será discutido adiante. Resultados semelhantes são relatados por outros autores em estudos sobre a convecção natural em cavidades com obstáculos, como por exemplo Lai *et al.* (2011) e Merrikh e Lage (2005).

Ao comparar as curvas para todos os três números de Ra avaliados, há uma tendência do modelo homogêneo de se aproximar do modelo heterogêneo para maiores valores de Ra . No entanto, os valores de Nu médio apresentados na Tabela 8 parecem

Tabela 8 – Número de Nusselt médio para $N_p = 11$

	Somente Fluido	Modelo Homogêneo				Modelo Heterogêneo			
		$K^* = 0,02$	0,2	5	50	0,02	0,2	5	50
10^3	1,0601	1,019	1,017	1,003	1,000	0,908	0,971	1,624	2,734
10^4	2,0608	1,660	1,620	1,182	1,006	1,047	1,093	1,737	2,825
10^5	4,3574	4,179	4,080	2,718	1,204	1,990	2,030	2,993	4,146

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

indicar que essa tendência não é observada para outros valores de K^* , portanto, não é possível concluir que o modelo homogêneo seja uma melhor aproximação para valores mais elevados de Ra em geral.

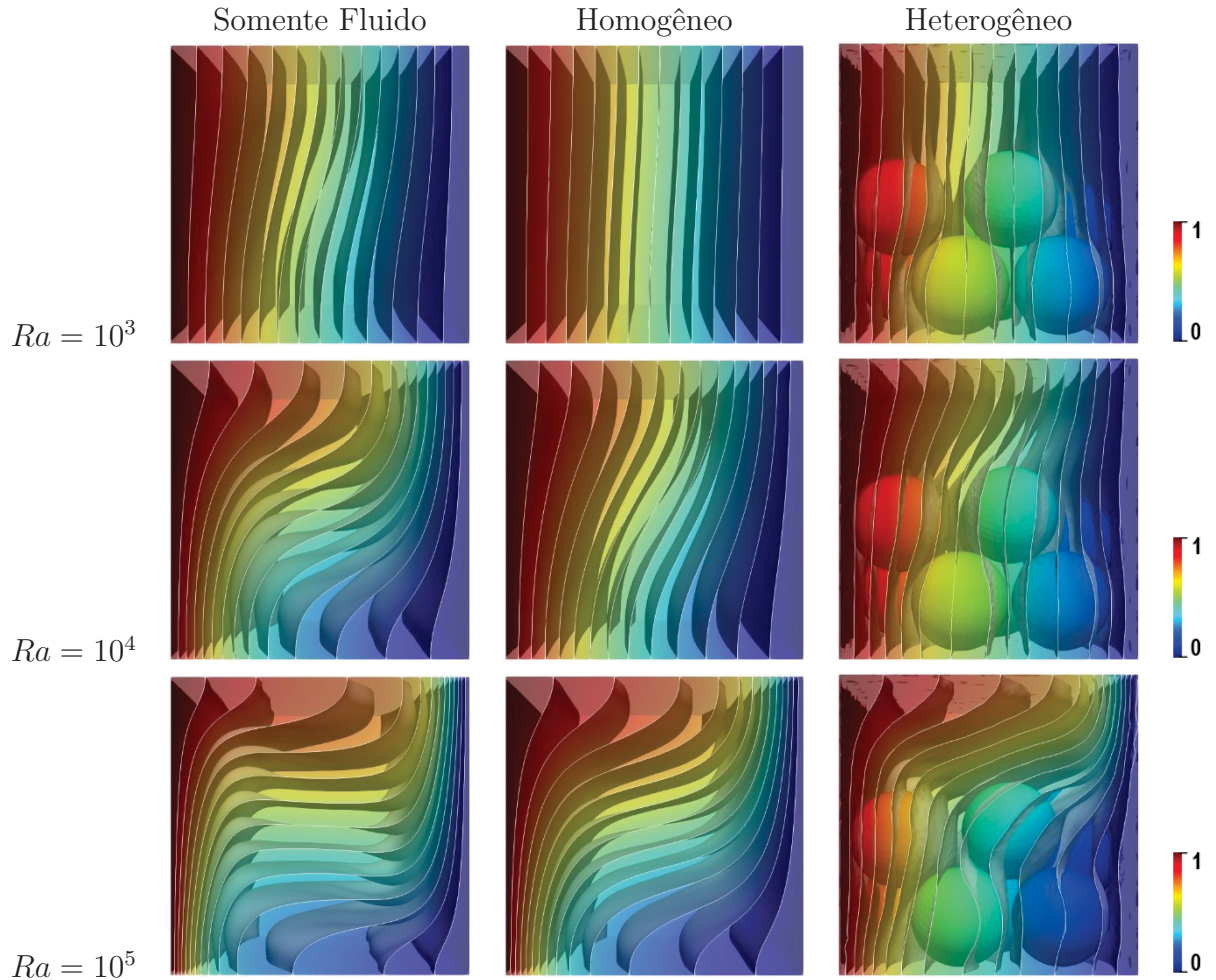
Como mencionado anteriormente, para entender melhor a transferência de calor no interior da cavidade, é necessário avaliar a distribuição tridimensional de energia para determinar como a presença de partículas afeta os perfis de temperatura, que será feito na próxima seção.

4.2 DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA

Para avaliar a distribuição de energia térmica no interior da cavidade, foram construídos planos de temperatura constante (isotermas). A Figura 9 mostra as isotermas para todos os valores de Ra e $K^* = 5$. Para $Ra = 10^3$ as isotermas apresentam um padrão predominantemente vertical, principalmente nos modelos homogêneo e heterogêneo. Esse comportamento indica que a transferência de calor está ocorrendo basicamente por condução, justificando os respectivos valores do número médio de Nusselt próximo à unidade (Tabela 8). Como esperado, a convecção aumenta à medida que o Ra aumenta, como mostram as isotermas obtidas para $Ra = 10^4$ e $Ra = 10^5$. Neste último caso, as isotermas apresentam um padrão com maior tendência horizontal, indicando que a convecção é muito mais significativa do que condução. Assim, um aumento no valor de Ra de 10^3 para 10^5 causa uma mudança na forma predominante de transferência de calor. As isotermas mostram que esse comportamento é mais pronunciado para o caso somente com fluido, validando os valores para o número médio de Nusselt mostrados na Tabela 8.

Comparando os resultados para o modelo somente fluido e homogêneo, é possível observar que para os meios porosos homogêneos a transferência de calor por condução é mais pronunciada, o que já era esperado, pois para este caso a condutividade térmica efetiva (k_{eff}) é maior que a condutividade térmica do fluido. Além disso, conforme mencionado na seção anterior, os meios porosos também induzem uma queda de pressão no escoamento do fluido, dificultando a formação de células convectivas. Vale ressaltar que a definição do número de Rayleigh adotada neste estudo considera apenas as propriedades do fluido para que uma comparação direta possa ser feita entre todos os casos.

Figura 9 – Isotermas para $K^* = 5$ e diferentes valores de Ra

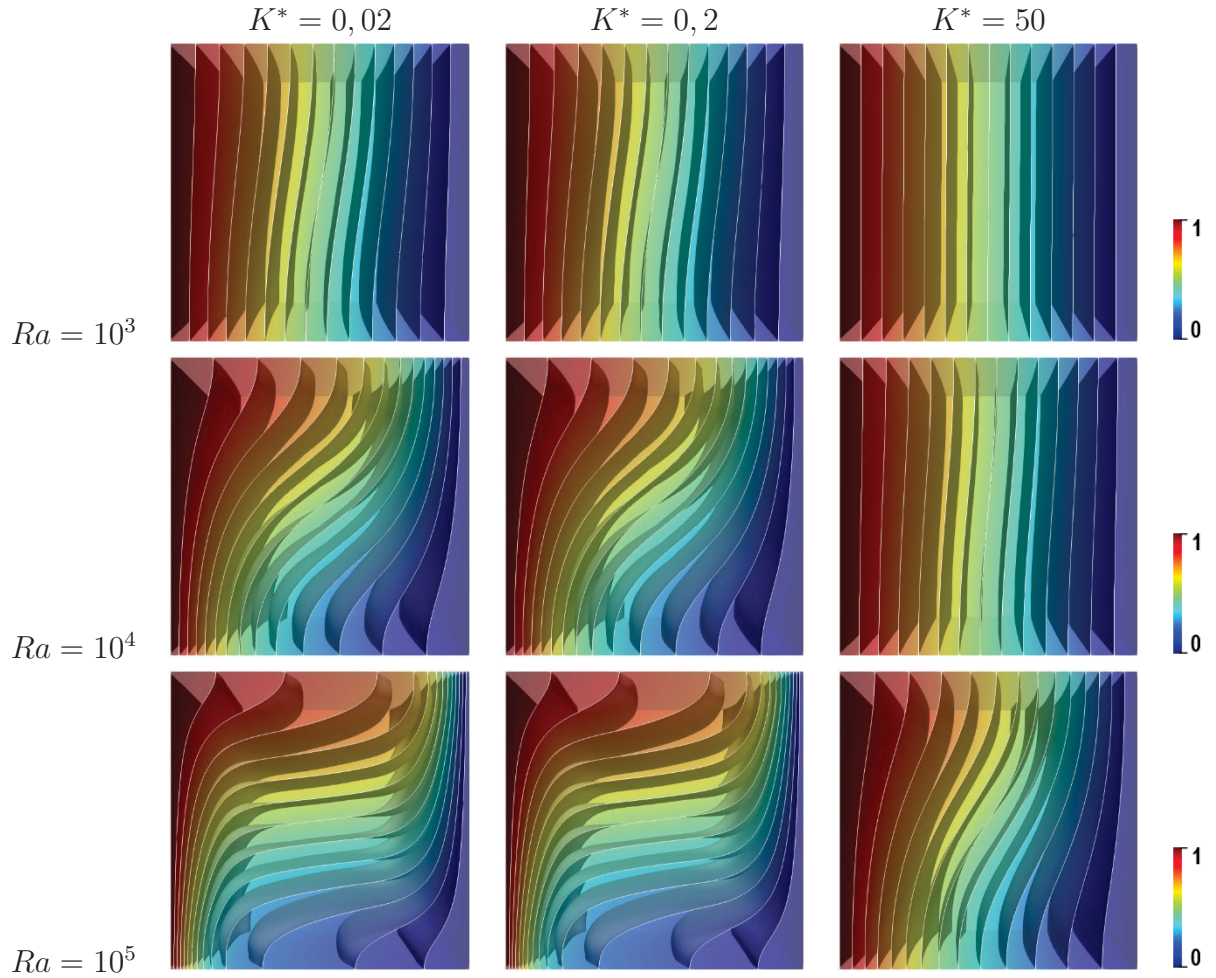


Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

As isotermas para o modelo heterogêneo deixam clara a importância de se considerar a estrutura real do meio poroso neste caso. O número de Nusselt é definido como a inclinação do perfil de temperatura adimensional na direção X (Equações 30 e 31). As isotermas são geradas usando um valor constante de $\Delta\theta$, o que significa que cada plano adjacente tem uma diferença de temperatura constante. Por esta razão, a distância entre cada isoterma pode estar diretamente relacionada ao gradiente de temperatura. O perfil linear associado apenas à condução gerará, por definição, uma inclinação de 1, correspondente a isotermas igualmente espaçadas. Se as isotermas próximas às paredes estiverem mais próximas do que neste caso, o número de Nusselt será maior que um. Como pode ser visto na Figura 9, para o modelo heterogêneo, as partículas criam uma curvatura local das isotermas próximas às paredes, aumentando o número de Nusselt. Esta curvatura é resultado do aumento da transferência de calor na direção vertical e depende do valor de K^* .

As isotermas para os modelos homogêneos e heterogêneos e diferentes K^* os valores são mostrados na Figura 10 e Figura 11, respectivamente. Estas isotermas foram plotadas para entender a influência de K^* na distribuição de energia dentro da cavidade.

Figura 10 – Isotermas para o modelo homogêneo



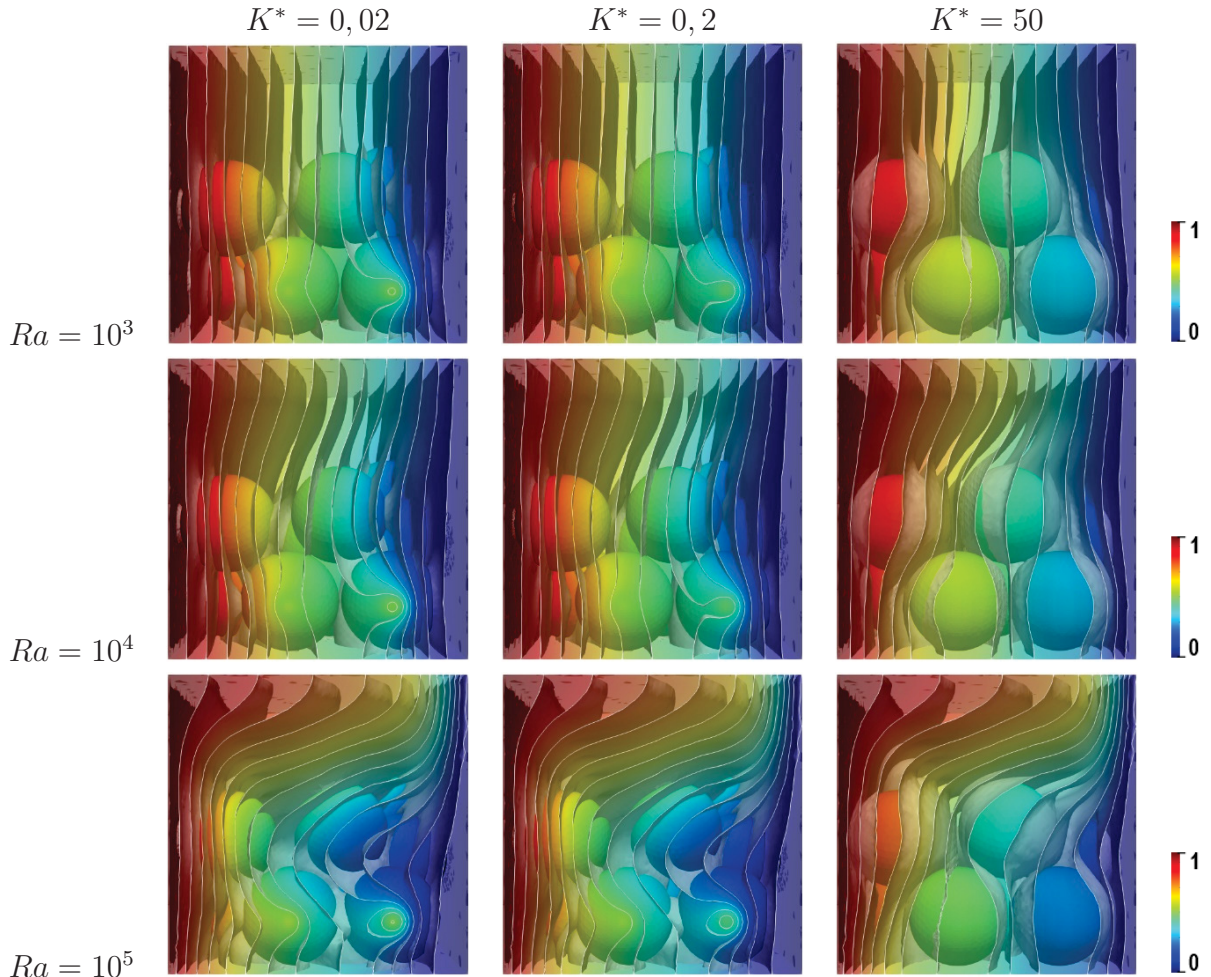
Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

Para o modelo homogêneo (Figura 10) e $Ra = 10^3$, as isotermas apresentam distribuição vertical predominante, sendo mais evidente à medida que K^* aumenta. Para $K^* = 50$ e $Ra = 10^3$, as isotermas são completamente verticais, indicando a predominância de transferência de calor por condução e justificando o valor médio de $Nu = 1.000$ anteriormente informados. Para valores mais elevados de Ra o comportamento é semelhante, com condução tornando-se mais evidente à medida que K^* aumenta. Este resultado mostra uma clara desvantagem desta aproximação, por não considerar a estrutura tridimensional real do escoamento, vários fenômenos importantes são negligenciados e a transferência de calor não é calculada com precisão.

Por exemplo, para o caso do fluido puro e modelo homogêneo, para maiores valores de Ra o fluido próximo às paredes superior e inferior tem temperatura mais constante, com mudanças bruscas quando o fluido quente atinge a parede fria (canto superior direito) e o fluido frio a parede quente (canto inferior esquerdo). Como resultado, existe uma região adjacente às paredes verticais com pequeno gradiente de temperatura e uma região com grande gradiente. Isso está de acordo com as curvas de Nusselt apresentadas anteriormente.

A presença de partículas com maior condutividade térmica afeta a transferência de calor vertical e o fluxo de fluido no centro da cavidade, o que leva a uma mudança significativa na distribuição de energia, como pode ser visto na Figura 11.

Figura 11 – Isotermas para o modelo heterogêneo



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

Para valores baixos de K^* , onde as partículas conduzem menos calor que o fluido ($K^* < 1$), a transferência de calor é menos efetiva na região preenchida com partículas. Mesmo para $Ra = 10^3$, o perfil de temperatura ao longo da direção X não é linear e, próximo às paredes, a derivada pode ser localmente menor que um. Isso pode ser visto claramente nas isotermas para $Ra = 10^5$ e $K^* = 0,02$ no canto inferior direito. Entretanto, à medida que a condutividade térmica das partículas aumenta, a transferência de calor também aumenta e as partículas têm uma temperatura mais uniforme, favorecendo a transferência de calor. Como resultado, a curvatura do perfil de temperatura aumenta significativamente próximo às paredes, justificando os picos nas curvas de Nusselt discutidas na seção anterior. Com base nos resultados aqui apresentados, é possível constatar que existem vários fatores influenciando o campo de escoamento e a transferência de calor em um meio poroso. Assim, é difícil prever o comportamento do número de Nusselt apenas

em função de K^* , pois há a influência de dois efeitos concorrentes. A participação da fase sólida em relação ao transporte de calor ocorre indiretamente através das interfaces sólido-fluido, que não podem ser capturadas por uma aproximação homogênea. Nos casos em que a condutividade térmica do sólido é maior que a condutividade térmica do fluido ($K^* > 1$), há um aumento na transferência de calor próximo às paredes quente e fria, de modo que as partículas adjacentes às paredes tornam-se participantes ativos no processo de transferência de calor, justificando o aumento do número médio de Nusselt. Partículas localizadas nas regiões centrais da cavidade também aumentam a taxa de transferência de calor do fluxo de fluido horizontal superior para o fluxo de fluido horizontal inferior, facilitado pela alta condutividade do sólido. Para ($K^* < 1$) a convecção ao longo das paredes pode ser dificultada pela presença das partículas e a transferência de calor no interior da cavidade será menos eficiente uma vez que as partículas têm uma condutividade térmica menor que o fluido.

4.3 AVALIAÇÃO DOS EFEITOS DO NÚMERO DE PARTÍCULAS

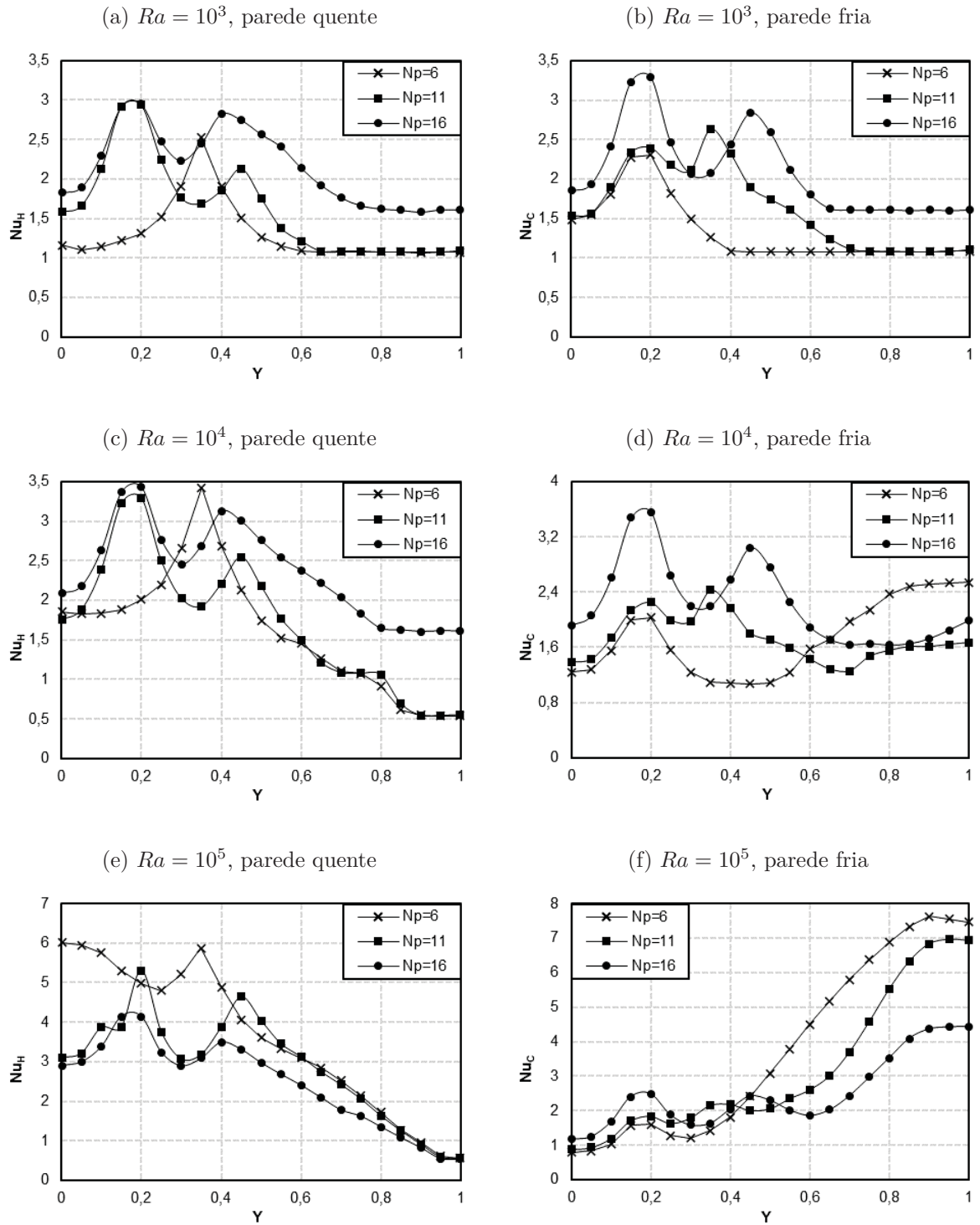
Nesta seção será avaliado os efeitos da variação do número de partículas no interior da cavidade a partir das simulações realizadas considerando $N_p = 6$ e 16 . Como o objetivo é aferir apenas a influência desta variável, a razão de condutividade térmica sólido-fluido $K^* = 5$, $Pr = 0,71$ e $d/H = 0,35$ foram mantidos constantes, enquanto o número de Ra foi variado de 10^3 a 10^5 . Os resultados obtidos foram comparados com o caso base ($N_p = 11$) apresentado anteriormente. Estes resultados foram mantidos com a finalidade de facilitar a comparação entre todos os casos. Foram avaliados a variação do número de Nusselt local ao longo das paredes quente e fria, bem como a distribuição de temperatura e velocidade dentro da cavidade, como será discutido adiante.

4.3.1 Transferência de Calor

As curvas para a variação do número de Nusselt local ao longo das paredes laterais foram construídas analogamente ao exposto na seção 4.1. Para analisar o efeito do número de partículas no interior da cavidade, a Figura 12 apresenta o número de Nusselt ao longo das paredes quente e fria para diferentes valores de N_p e Ra , considerando $K^* = 5$.

Podemos observar que o comportamento das curvas para os três casos são semelhantes, principalmente para $Y \geq 0,5$. Para $Ra = 10^3$ as curvas com $N_p = 11$ e $N_p = 16$ apresentam comportamento semelhante mesmo para $Y \leq 0,5$, uma vez que a concentração de partículas adjacentes às paredes são semelhantes nestes casos. Este fato pode ser facilmente notado pelos picos coincidentes em ambas as curvas. Entretanto, para $N_p = 6$ há uma diferença significativa, principalmente para $Y \leq 0,3$. Essa diferença pode ser explicada pelo fato de que, para $N_p = 6$, não há partículas ocupando esta região. Logo,

Figura 12 – Variação no número de Nusselt para $K^* = 5$ e diferentes valores de Ra e N_p ao longo da vertical direção.



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

há uma redução no Nu local, como já discutido na seção anterior. Além disso, é notável que, para este caso, o número de Nusselt médio aumenta com o aumento do número de partículas, como mostra a Tabela 9.

Para $Ra = 10^4$ há uma aproximação do comportamento das curvas mesmo para o caso com $N_p = 6$. Analogamente ao observado para $Ra = 10^3$, os resultados para $Ra = 10^4$ mostram que quando o modelo heterogêneo é considerado, a transferência de calor é menos uniforme ao longo da parede, com aumento significativo da intensidade de convecção para $Y \leq 0,5$, principalmente para maiores valores de N_p .

Embora o aumento do número de partículas tenha favorecido a transferência de calor por convecção nos dois casos anteriores (aumento do Nu médio), o esperado é que o aumento de N_p provoque uma redução na intensidade da convecção, como observado para altos valores de Ra . Esse comportamento adverso pode ser justificado por conta do aumento na velocidade de escoamento do fluido, por consequência da redução de área livre de circulação causado pelo aumento do volume total ocupado pelas partículas.

Para $Ra = 10^5$ há uma redução no número de Nusselt local a partir de $Y \geq 0,5$, indicando a prevalência dos efeitos condutivos frente aos efeitos convectivos nesta região. Neste caso, com o aumento do número de partículas, é observado uma redução no número de Nusselt. Uma possível explicação para este fenômeno é que o elevado número de partículas impede o fluxo de fluido dentro da cavidade, reduzindo os efeitos convectivos. Além disso, como a condutividade térmica do sólido é maior que a do fluido ($K^* = 5$), um maior número de partículas favorece fortemente a transferência de calor por condução.

De acordo com as correlações encontradas na literatura, o número de Ra tende a aumentar a medida que Nu aumenta. Diante disso, mantendo N_p constante, é esperado que o aumento do número de Nu provoque um aumento no Ra e vice-versa. Esse comportamento sugere que a transferência de calor por convecção é favorecida com o incremento de Ra , o que pode ser verificado avaliando-se o número médio de Nusselt nas paredes, conforme apresentado na Tabela 9 para todos os casos avaliados.

Ao comparar as curvas para os três números de N_p avaliados, há uma tendência dos comportamentos se aproximarem para maiores valores de Ra . Embora os valores de Nu médio apresentados na Tabela 9 indiquem um aumento no Nu com o aumento do número de partículas, essa tendência só pode ser observada para baixos valores de Ra . Dessa forma, não é possível concluir que essa tendência seja válida para valores mais elevados de Ra em geral. Resultados semelhantes são mostrados em estudos desenvolvidos por (MERRIKH; LAGE, 2005).

Com a finalidade de caracterizar melhor a transferência de calor no interior da cavidade em função da variação do número de partículas, é necessário avaliar a distribuição tridimensional de energia para determinar como essa variável afeta os perfis de temperatura, que será feito a seguir.

Tabela 9 – Número de Nusselt médio para diferentes valores de N_p

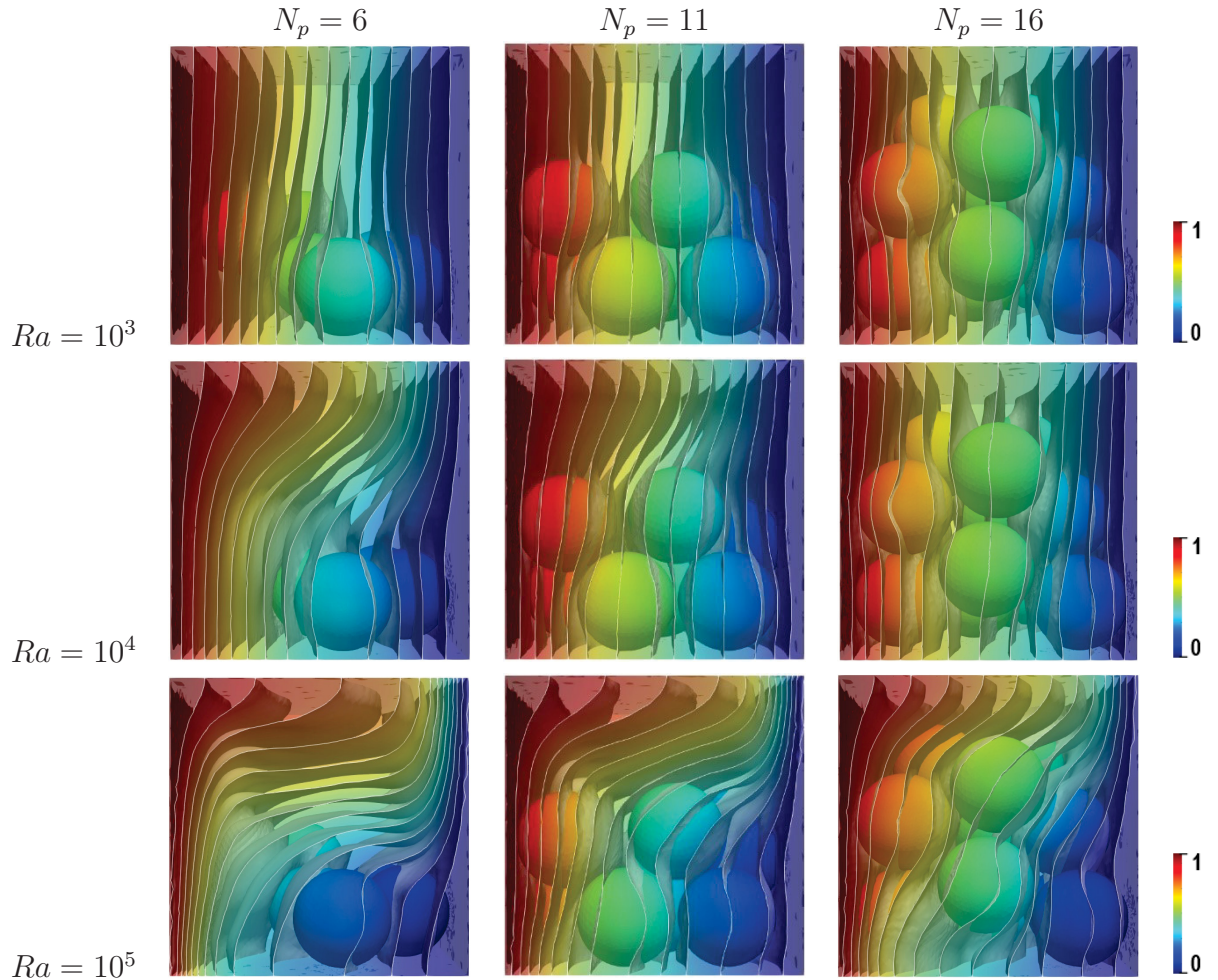
	Número de Partículas (N_p)		
	6	11	16
10^3	1,3057	1,6236	2,1607
10^4	1,6199	1,7371	2,3804
10^5	3,5956	2,9926	2,4810

Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

4.3.2 Distribuição de Temperatura

Para avaliar como a variação de N_p influencia na distribuição de temperatura no interior da cavidade, as isotermas são apresentadas considerando $K^* = 5$ para todos os valores de N_p e Ra considerados na seção anterior, como mostra a Figura 13.

Figura 13 – Isotermas para $K^* = 5$ e diferentes valores de Ra e N_p



Fonte: Elaborado pelo Autor, 2022.

Para $Ra = 10^3$ as isotermas apresentam um padrão predominantemente vertical,

principalmente para $N_p = 6$. Isso indica que a transferência de calor ocorre principalmente por condução. Todavia, para maiores valores de N_p , é possível notar que as partículas criam uma curvatura local nas isothermas, como mencionado anteriormente, causando um aumento na transferência de calor na direção vertical. Isso afeta diretamente no número de Nusselt, proporcionando um acréscimo em seu valor médio como explicitado na Tabela 9.

Como esperado, a convecção aumenta à medida que o Ra aumenta, como mostram as isothermas obtidas para $Ra = 10^4$ e $Ra = 10^5$, para N_p constante. Neste último caso, as isothermas apresentam um padrão com maior tendência horizontal, principalmente nas regiões sem partículas, indicando a prevalência da convecção em comparação com a condução. Assim, um aumento no valor de Ra de 10^3 para 10^5 causa uma mudança na forma predominante de transferência de calor.

Entretanto, ao contrário do que ocorre para baixos valores de Ra , as isothermas para $Ra = 10^5$ mostram que esse comportamento é mais pronunciado para o caso em que o número de partículas é menor ($N_p = 6$), apresentando comportamento inverso aos caso considerando $Ra = 10^3$ e 10^4 , já que o número de Nusselt para esses casos aumenta com o aumento de N_p . Como pode ser visto na Figura 13 para $N_p = 6$ a cavidade apresenta uma região livre de partículas maior em relação à cavidade com maiores valores de N_p . Esta configuração permite que o fluxo de fluido dentro da cavidade seja facilitado. Dessa maneira, a transferência de calor por convecção é favorecida, validando os valores para o número médio de Nusselt mostrados na Tabela 9.

5 CONCLUSÃO

Um estudo numérico tridimensional foi realizado para investigar a convecção natural para escoamento laminar incompressível em uma cavidade cúbica preenchida com partículas esféricas condutoras de calor. A cavidade consiste em um cubo com gradiente horizontal de temperatura e outras paredes adiabáticas. Três abordagens foram consideradas: um caso apenas fluido e modelos homogêneos (aproximação como meio poroso) e heterogêneos (estrutura real). Os resultados foram obtidos para números de Ra entre 10^3 e 10^5 . A influência da condução térmica das partículas na distribuição de energia no interior da cavidade foi avaliada pela razão de condutividade térmica sólido-fluido. Enquanto o efeito da variação do número de partículas foi estudado considerando $N_p = 6, 11$ e 16 .

Para todos os casos, os resultados mostram que para pequenos valores de Ra , as isotermas mostram uma tendência vertical determinada pela prevalência de condução de calor. À medida que o número Ra aumenta, as isotermas assumem uma forma mais horizontal, causando um aumento considerável na número médio de Nusselt.

A razão entre a condutividade térmica do sólido e do fluido (K^*) tem uma influência na transferência de calor. Quando a aproximação homogênea é adotada, os resultados predizem que o número de Nusselt diminuirá à medida que K^* aumenta, uma vez que o valor efetivo condutividade térmica do meio é maior. No entanto, quando a estrutura real é considerada, observa-se um comportamento diferente. As partículas dentro da cavidade afetam significativamente a distribuição de energia e o fluxo do fluido, causando variações no gradiente de temperatura perto das paredes. Para $K^* > 1$, as partículas induzem uma transferência de calor mais eficiente em todas as direções, aumentando o gradiente de temperatura e como consequência o número Nusselt. Para $K^* < 1$, o isolamento térmico proporcionado pelas partículas cria regiões com menores gradientes de temperatura próximos às paredes, reduzindo a eficácia da transferência de calor.

O número de partículas também afeta a transferência de calor no interior da cavidade. A medida em que N_p aumenta, para baixos valores de Ra , os resultados aferem um aumento do número de Nusselt, caracterizado pelo aumento da velocidade de escoamento do fluido, uma vez que o volume ocupado pelas partículas é maior. Entretanto, como é o esperado, para valores mais altos de Ra ocorre o contrário. Nesses casos, o acréscimo de N_p prejudica o fluxo do fluido dentro da cavidade, reduzindo os efeitos convectivos. Além disso, como foi considerado $K^* = 5$ (condutividade do sólido maior que a do fluido), o aumento de N_p favorece a transferência de calor por condução.

REFERÊNCIAS

- ARRUDA, W. F. de. **Simulação CFD de transferência de calor conjugada convecção natural-condução em uma cavidade semicircular contendo um fluido com geração de calor interna**. 71 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Nuclear) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2019.
- ASHGRIZ, N.; MOSTAGHIMI, J. **An introduction to computational fluid dynamics**. [S.l.]: University of Toronto. Canadá, 2002. v. 1. 1–49 p.
- ATAEI-DADAVI, I.; CHAKKINGAL, M.; KENJERES, S.; KLEIJN, C. R.; TUMMERS, M. J. Flow and heat transfer measurements in natural convection in coarse-grained porous media. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 130, p. 575–584, 2019.
- ATAEI-DADAVI, I.; ROUNAGHI, N.; CHAKKINGAL, M.; KENJERES, S.; KLEIJN, C. R.; TUMMERS, M. J. An experimental study of flow and heat transfer in a differentially side heated cavity filled with coarse porous media. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 143, p. 118591, 2019.
- BAGCHI, A.; KULACKI, F. Natural convection in fluid–superposed porous layers heated locally from below. **International journal of heat and mass transfer**, Elsevier, v. 54, n. 15-16, p. 3672–3682, 2011.
- BASAK, T.; ROY, S.; BALAKRISHNAN, A. Effects of thermal boundary conditions on natural convection flows within a square cavity. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 49, n. 23-24, p. 4525–4535, 2006.
- BEJAN, A. **Convection heat transfer**. 4^a. ed. [S.l.]: John Wiley Sons, 2013.
- BOOMSMA, K.; POULIKAKOS, D.; ZWICK, F. Metal foams as compact high performance heat exchangers. **Mechanics of materials**, Elsevier, v. 35, n. 12, p. 1161–1176, 2003.
- CHAI, J.; PATANKAR, S. **Finite-volume method for radiation heat transfer**. [S.l.]: CRC Press, 2018. 109–141 p.
- CHAKKINGAL, M.; KENJEREŠ, S.; ATA EI-DADAVI, I.; TUMMERS, M.; KLEIJN, C. R. Numerical analysis of natural convection with conjugate heat transfer in coarse-grained porous media. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, Elsevier, v. 77, p. 48–60, 2019.
- CHAKKINGAL, M.; SCHIAVO, S.; ATA EI-DADAVI, I.; TUMMERS, M. J.; KLEIJN, C. R.; KENJEREŠ, S. Effect of packing height and location of porous media on heat transfer in a cubical cavity: Are extended darcy simulations sufficient? **International Journal of Heat and Fluid Flow**, Elsevier, v. 84, p. 108617, 2020.
- CHENG, T. Characteristics of mixed convection heat transfer in a lid-driven square cavity with various richardson and prandtl numbers. **International Journal of Thermal Sciences**, Elsevier, v. 50, n. 2, p. 197–205, 2011.

- FAZILATI, M. A.; SEDAGHAT, A.; ALEMRAJABI, A. A. Natural induced flow due to concentration gradient in a liquid desiccant air dehumidifier. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 105, p. 105–117, 2016.
- FERREIRA, G. G. d. S. **Desenvolvimento de metodologias para simulação de escoamentos multifásicos com formação de hidratos**. 251 f. Tese (Doutorado em Engenharia Química) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2018.
- FONTANA, É.; CAPELETTO, C. A.; SILVA, A. da; MARIANI, V. C. Three-dimensional analysis of natural convection in a partially-open cavity with internal heat source. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 61, p. 525–542, 2013.
- FONTANA, É.; SILVA, A. D.; MARIANI, V. C. Natural convection in a partially open square cavity with internal heat source: An analysis of the opening mass flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 54, n. 7-8, p. 1369–1386, 2011.
- FONTANA, E.; SILVA, A. d.; MARIANI, V. C.; MARCONDES, F. The influence of baffles on the natural convection in trapezoidal cavities. **Numerical Heat Transfer, Part A: Applications**, Taylor & Francis, v. 58, n. 2, p. 125–145, 2010.
- GANG, Y.; FABING, T.; BAOREN, L.; CHENG, W.; ZHENDONG, W. Optimization of internal flow channel of a right-angle globe valve based on cfd. In: IEEE. **2015 International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM)**. [S.l.], 2015. p. 144–147.
- GONÇALVES, N. D. F. **Método dos Volumes Finitos em Malhas não estruturadas**. 72 f. Tese (Doutorado em Matemática Aplicada) — Universidade do Porto, Porto, 2007.
- HAN, K.-J.; FENG, Y.; OWEN, D. Modelling of thermal contact resistance within the framework of the thermal lattice boltzmann method. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 47, n. 10, p. 1276–1283, 2008.
- HOU, J.; JI, Y.; ZHOU, K.; LIU, Y.; WEI, B. Effect of hydrate on permeability in porous media: Pore-scale micro-simulation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 126, p. 416–424, 2018.
- HOUSE, J. M.; BECKERMANN, C.; SMITH, T. F. Effect of a centered conducting body on natural convection heat transfer in an enclosure. **Numerical Heat Transfer**, Taylor & Francis, v. 18, n. 2, p. 213–225, 1990.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentals of heat and mass transfer**. 7^a. ed. [S.l.]: John Wiley Sons, 2012.
- JOHNSON, K. L. **Contact mechanics**. [S.l.]: Cambridge University Press, 1985.
- JUNQUEIRA, S. L.; LAI, F. C. D.; FRANCO, A. T.; LAGE, J. L. Numerical investigation of natural convection in heterogeneous rectangular enclosures. **Heat transfer engineering**, Taylor & Francis, v. 34, n. 5-6, p. 460–469, 2013.
- KATTO, Y.; MASUOKA, T. Criterion for the onset of convective flow in a fluid in a porous medium. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 10, n. 3, p. 297–309, 1967.

- KEENE, D. J.; GOLDSTEIN, R. Thermal convection in porous media at high rayleigh numbers. **Journal of Heat Transfer**, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, v. 137, n. 3, p. 1–4, 2015.
- KLADIAS, N.; PRASAD, V. Natural convection in horizontal porous layers: effects of darcy and prandtl numbers. v. 111, n. 4, p. 926–935, 1989.
- KWIATKOWSKI, K.; ZUK, P.; BAJER, K.; DUDYŃSKI, M. Biomass gasification solver based on OpenFOAM®. **Comput. Phys. Commun.**, p. 1–29, 2013.
- LAGUERRE, O.; AMARA, S. B.; ALVAREZ, G.; FLICK, D. Transient heat transfer by free convection in a packed bed of spheres: Comparison between two modelling approaches and experimental results. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 28, n. 1, p. 14–24, 2008.
- LAGUERRE, O.; AMARA, S. B.; CHARRIER-MOJTABI, M.-C.; LARTIGUE, B.; FLICK, D. Experimental study of air flow by natural convection in a closed cavity: Application in a domestic refrigerator. **Journal of Food Engineering**, Elsevier, v. 85, n. 4, p. 547–560, 2008.
- LAI, F. C. de; FRANCO, A. T.; JUNQUEIRA, S. L.; LAGE, J. L. The effects of solid thermal conductivity and volume-fraction in the natural convection inside a heterogeneous enclosure. In: **ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference**. [S.l.: s.n.], 2011. v. 38921, p. T10110.
- LEE, J. R.; HA, M. Y. A numerical study of natural convection in a horizontal enclosure with a conducting body. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 48, n. 16, p. 3308–3318, 2005.
- LI, X.; CAI, J.; XIN, F.; HUAI, X.; GUO, J. Lattice boltzmann simulation of endothermal catalytic reaction in catalyst porous media. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier, v. 50, n. 1, p. 1194–1200, 2013.
- MAIOLI, C. G. **Conversão termoquímica em leito fixo: características, modelagem e implementação do solver *biomassgasificationFoam***. 197 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2016.
- MELO, T. M. de. **Implementação de Modelos de Transporte de Massa Multi-componente no OpenFOAM**. 68 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química) — Universidade Federal do Rio de Janeiro Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2013.
- MENTER, F.; HEMSTROM, B.; HENRIKSSON, M.; KARLSSON, R.; LATROBE, A.; MARTIN, A.; MUHLBAUER, P. Cfd best practice guidelines for cfd code validation for reactor safety applications. **Deliverable D01 of the ECORA project**, 2002.
- MERRIKH, A. A.; LAGE, J. L. Natural convection in an enclosure with disconnected and conducting solid blocks. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 48, n. 7, p. 1361–1372, 2005.
- MISSIRLIS, D.; YAKINTHOS, K.; STORM, P.; GOULAS, A. Modeling pressure drop of inclined flow through a heat exchanger for aero-engine applications. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, Elsevier, v. 28, n. 3, p. 512–515, 2007.

- MOUKALLED, F.; MANGANI, L.; DARWISH, M. **The Finite Volume Method**. [S.l.]: Springer International Publishing, 2016. 103–135 p.
- MOURA, N. R. d. **Simulação fluidodinâmica computacional de desempenho de um impelidor de um compressor centrífugo**. 229 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2008.
- NIELD, D. A.; BEJAN, A. **Convection in porous media**. [S.l.]: Pearson Education Limited, 2007. v. 2.
- NITHIARASU, P.; SEETHARAMU, K.; SUNDARARAJAN, T. Natural convective heat transfer in a fluid saturated variable porosity medium. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 40, n. 16, p. 3955–3967, 1997.
- OPENFOAM. **The open source CFD toolbox**. 2021. Disponível em: <<https://openfoam.com>>. Acesso em: 27 jan. 2021.
- OZTOP, H. F.; AL-SALEM, K.; VAROL, Y.; POP, I. Natural convection heat transfer in a partially opened cavity filled with porous media. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 54, n. 11-12, p. 2253–2261, 2011.
- POPOV, V. L. **Contact mechanics and friction**. [S.l.]: Springer, 2010.
- RAIZAH, Z. A.; AHMED, S. E.; ALY, A. M. Isph simulations of natural convection flow in e-enclosure filled with a nanofluid including homogeneous/heterogeneous porous media and solid particles. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 160, p. 120153, 2020.
- SATHIYAMOORTHY, M.; BASAK, T.; ROY, S.; POP, I. Steady natural convection flow in a square cavity filled with a porous medium for linearly heated side wall (s). **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 50, n. 9-10, p. 1892–1901, 2007.
- SEZAI, I.; MOHAMAD, A. Suppressing free convection from a flat plate with poor conductor ribs. **International journal of heat and mass transfer**, Elsevier, v. 42, n. 11, p. 2041–2051, 1999.
- SHAMS, A.; ROELOFS, F.; KOMEN, E.; BAGLIETTO, E. Large eddy simulation of a randomly stacked nuclear pebble bed. **Computers & Fluids**, Elsevier, v. 96, p. 302–321, 2014.
- SU, Y.; DAVIDSON, J. H. **Modeling approaches to natural convection in porous media**. [S.l.]: Springer, 2015.
- THIAGALINGAM, I.; DALLET, M.; BENNACEUR, I.; CADALEN, S.; SAGAUT, P. Exact non local expression for the wall heat transfer coefficient in tubular catalytic reactors. **International journal of heat and fluid flow**, Elsevier, v. 54, p. 97–106, 2015.
- VAFAI, K. **Handbook of Porous Media**. 2^a. ed. [S.l.]: Taylor Francis Group, 2005.
- VAROL, Y. Natural convection in divided trapezoidal cavities filled with fluid saturated porous media. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 37, n. 9, p. 1350–1358, 2010.

- VAROL, Y.; OZTOP, H. F.; YILMAZ, T. Two-dimensional natural convection in a porous triangular enclosure with a square body. **International communications in heat and mass transfer**, Elsevier, v. 34, n. 2, p. 238–247, 2007.
- VERSTEEG, H.; MALALASEKERA, W. **Computational fluid dynamics**. [S.l.: s.n.], 1995.
- VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics**. [S.l.]: Springer, 2006. v. 3.
- VIEIRA, C. B. **Simulação Computacional da Convecção Natural em Cavidades Contendo Um Fluido com Geração Interna de Calor**. 115 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Nuclear) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2010.
- XU, X.; YU, Z.; HU, Y.; FAN, L.; CEN, K. A numerical study of laminar natural convective heat transfer around a horizontal cylinder inside a concentric air-filled triangular enclosure. **International journal of heat and mass transfer**, Elsevier, v. 53, n. 1-3, p. 345–355, 2010.
- ZAWAWI, M. H.; SALEHA, A.; SALWA, A.; HASSAN, N.; ZAHARI, N. M.; RAMLI, M. Z.; MUDA, Z. C. A review: Fundamentals of computational fluid dynamics (CFD). In: AIP PUBLISHING LLC. **AIP conference proceedings**. [S.l.], 2018. v. 2030, n. 1, p. 020252.
- ZHAO, C.; LU, T.; HODSON, H. Natural convection in metal foams with open cells. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 48, n. 12, p. 2452–2463, 2005.
- ZHU, H.; LIN, P.; PAN, Q. A CFD (computational fluid dynamic) simulation for oil leakage from damaged submarine pipeline. **Energy**, Elsevier, v. 64, p. 887–899, 2014.