

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

VINÍCIUS GUSTAVO POLETTO

**ESTUDO DA CONVECÇÃO EM CAVIDADE QUADRADA COM O TOPO
DESLIZANTE PREENCHIDA COM BLOCO SÓLIDO CONDUTOR DE CALOR**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2015

VINÍCIUS GUSTAVO POLETTO

**ESTUDO DA CONVECÇÃO EM CAVIDADE QUADRADA COM O TOPO
DESLIZANTE PREENCHIDA COM BLOCO SÓLIDO CONDUTOR DE CALOR**

Monografia apresentada à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Industrial Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná como requisito parcial para aprovação.

Orientador: Prof. Silvio Luiz de Mello Junqueira, Dr.

Co-orientador: Fernando César De Lai, MSc.

CURITIBA

2015

TERMO DE APROVAÇÃO

Por meio desse termo, aprovamos a monografia do Projeto de Pesquisa ESTUDO DA CONVECÇÃO EM CAVIDADE QUADRADA COM O TOPO DESLIZANTE PREENCHIDA COM BLOCO SÓLIDO CONDUTOR DE CALOR realizada pelo aluno Vinícius Gustavo Poletto como requisito para a aprovação na disciplina Trabalho de Conclusão de Curso 2 do curso de Engenharia Industrial Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Prof. Silvio Luiz de Mello Junqueira, Dr.
DAMEC – UTFPR
Orientador

Prof. Admilson Teixeira Franco, Dr.
DAMEC – UTFPR
Avaliador

Fernando César De Lai, MSc.
DAMEC
Co-orientador

Prof. Paulo Henrique Dias dos Santos, Dr.
DAMEC – UTFPR
Avaliador

Curitiba, 04 de Março de 2015.

*A meus pais:
Sandra e Edison Poletto.*

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais por todo amor incondicional, carinho, apoio, suporte e dedicação. Obrigado por terem me conduzido até aqui com todos os bons exemplos que carrego comigo por toda a vida. Não sei definir humildade, generosidade e bondade sem recorrer a suas atitudes.

Ao professor Silvio Junqueira pela orientação, confiança e pela oportunidade. Realizando esse trabalho, além de muito me desenvolver pessoalmente e profissionalmente, contribuiu para que finalmente conseguisse encontrar uma carreira que desejo seguir.

Ao Engenheiro Fernando César De Lai por toda a dedicação, paciência e orientação para o desenvolvimento desse projeto. Obrigado por todo o conhecimento que compartilhou comigo!

Aos professores da banca Admilson Franco e Paulo Henrique dos Santos por todas as sugestões e contribuições para esse trabalho.

A Erick Festa pelo apoio, incentivo e por mudar minha vida. Viver vale muito a pena, você me provou isso!

Aos meus amigos e colegas da UTFPR, em especial a James Romanó por ter me convencido a fazer esse trabalho, a Alan Lugarini, Emerson Maneira, Guilherme Hanauer (12) e Rubens Fernandes por toda ajuda que recebi.

A minha amiga Engenheira Aeroespacial Júlia Guimarães pelo auxílio na elaboração do texto e pela amizade.

A Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR – e os professores que participaram de minha formação profissional como engenheiro. Em especial, gostaria de agradecer aos professores Júlio Cesar das Neves, Raul Erthal e Fábio Martins pela confiança e pela recomendação para participar do programa Ciência sem Fronteiras.

Ao Centro de Pesquisas em Reologia e Fluidos Não Newtonianos pela estrutura e a FUNTEF – PR pelo apoio financeiro.

“Cada sonho que você deixa para trás, é um pedaço do seu futuro que deixa de existir.”

*Steve Jobs
Stanford, CA, Junho de 2005.*

RESUMO

POLETTO, V. G. Estudo da convecção em cavidade quadrada com o topo deslizante preenchida com bloco sólido condutor de calor. 2015. Trabalho de conclusão de curso (graduação) 117 f – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curso superior de Engenharia Industrial Mecânica, 2015.

A convecção forçada e a natural são numericamente simuladas em uma cavidade porosa, quadrada e com o topo deslizante. O meio poroso é modelado através da abordagem heterogênea, sendo o constituinte sólido idealizado como um bloco quadrado, centralizado e condutor de calor. O fluido encontra-se entre as superfícies do bloco e as paredes da cavidade. Um gradiente térmico vertical é imposto mantendo o fundo da cavidade a uma temperatura menor do que a da superfície superior, a qual também apresenta movimento translacional com velocidade constante. Nesse trabalho, objetiva-se averiguar a influência da variação dos parâmetros do escoamento (número de Grashof e de Reynolds) e dos parâmetros da cavidade (tamanho do bloco e razão de condutividade térmica) sobre a transferência de calor e a circulação de fluido. Para tanto, as equações de conservação são aplicadas separadamente em cada constituinte do meio poroso (bloco sólido e fluido) e são solucionadas através do método dos volumes finitos utilizando o acoplamento pressão-velocidade SIMPLE e o método de interpolação QUICK. A faixa de parâmetros de escoamento simulada é arbitrada visando garantir a ocorrência de escoamento laminar, $100 \leq Re \leq 1000$ e $10^3 \leq Gr \leq 10^7$. Os parâmetros da cavidade estudados constituem quatro dimensões de bloco, $B = (0; 0,3; 0,6; 0,9)$ e valores para a razão de condutividade térmica sólido-fluido contidos no intervalo $0,1 \leq K \leq 10$. A convecção forçada e a natural coexistem em um aspecto competitivo. Por um lado, o aumento do Re , ou a redução do Gr , implica a intensificação da circulação de fluido e, conseqüentemente, o favorecimento da transferência de calor por convecção. Por outro lado, a redução do Re , ou o aumento do Gr , tende a estagnar o fluido no hemisfério inferior da cavidade e a instaurar um regime difusivo de transferência de calor. A introdução do bloco prejudica a transferência de calor caso o fluido esteja estagnado. Porém, nesse caso, incrementando-se a razão de condutividade térmica, o número de Nusselt aumenta. Se o bloco for inserido em uma cavidade na qual não há fluido quiescente (estagnado), a transferência de calor é beneficiada até um valor limite para a dimensão do bloco. Nessa situação, o aumento da razão de condutividade térmica prejudica a transferência de calor.

Palavras chave: convecção natural, convecção forçada, convecção mista, meio poroso heterogêneo, simulação numérica, cavidade com bloco central, cavidade com o topo deslizante.

ABSTRACT

POLETTI, V. G. Convection Analysis in a lid-driven square cavity filled with a solid heat-conducting block. 2014 117 p. Undergraduate final project – Federal Technological University of Paraná. Industrial Mechanical Engineering, Curitiba, 2015.

Convection in porous media is ubiquitous in a series of engineering applications in petroleum and chemistry industry. In this work, forced and natural convection inside a lid-driven porous square cavity is numerically simulated. The heterogeneous approach is applied to the porous media. The solid constituent of the porous media is idealized as a square solid and heat-conducting block centered inside the enclosure. Non equilibrium conditions are imposed maintaining the bottom of the cavity with a temperature lower than the top surface. Additionally, the top surface slides at constant speed supplying momentum to the fluid. The main goal is to investigate the influence of Grashof number, Reynolds number, blockage size and solid-to-fluid thermal conductivity ratio on heat transfer and fluid flow. The flow parameters range simulated covers only laminar regime, $100 \leq Re \leq 1000$ and $10^3 \leq Gr \leq 10^7$. Furthermore, it is simulated four cavities configurations and five values for the thermal conductivity in the range $0,1 \leq K \leq 10,0$. Conservation equations are solved separately for the fluid and for the solid block through the finite volume method. The QUICK interpolation scheme is set for numerical treatment of the advection terms in the conservation of momentum and energy equations. The SIMPLE algorithm is applied for pressure-velocity coupling. The results are exposed through the Nusselt number, the stream function lines and the isotherms. In this work, forced convection and natural convection compete for heat transfer predominance inside the cavity. On one hand, increasing the Re , or decreasing Gr , leads to an increase in circulations and heat transfer enhancement. On the other hand, increasing Gr , or decreasing Re , leads to fluid stagnation and, therefore, the instauration of conduction heat transfer. The introduction of a solid block might benefit heat transfer up to a limiting blockage size since there is no stagnant fluid. If there is stagnant fluid, the block introduction might decrease heat transfer. The influence of solid-to-fluid thermal conductivity ratio relies on the cavity configuration as well as if there is stagnant fluid. If there is stagnant fluid, increasing the thermal conductivity ration yield in heat transfer enhancement. However, if there is no stagnant fluid inside the cavity, the increase in K might mitigate heat transfer

Keywords: natural convection, forced convection, mixed convection, numerical simulation, heterogeneous porous media, lid-driven cavity.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Cavidade conectada a um canal principal de escoamento	19
Figura 1.2: Sistema poço-reservatório; (a) representação esquemática de um reservatório; (b) meio poroso homogêneo; (c) meio poroso heterogêneo.....	20
Figura 1.3: Idealização geométrica de uma cavidade preenchida com um meio poroso heterogêneo conectada a um canal de escoamento.	21
Figura 3.1: Geometria e condições de contorno do problema.....	31
Figura 3.2: Geometria e condições de contorno na forma adimensional.	37
Figura 3.3: Condições de contorno de compatibilidade térmica nas superfície do bloco.	38
Figura 4.1: Esquema representativo da malha; (a) Volume de controle bidimensional para discretização das equações modeladoras. (b) Malha e uniforme de 100x100 volumes para a configuração de cavidade $B=0,3$	42
Figura 5.1: Verificação do \overline{Nu} com resultados da literatura para a convecção mista em uma cavidade limpa aquecida pelo fundo e resfriada pelo topo deslizante para $Re=1$	51
Figura 5.2: Geometria e condições de contorno para uma cavidade quadrada limpa com o topo deslizante.	53
Figura 5.3: Resultados para a variação do Re em uma cavidade sem bloco para $Gr=10^5$. (a) isothermas. (b) linhas de corrente.	54
Figura 5.4: Nu sobre a base ($Y=0$) e o topo ($Y=1$) de uma cavidade sem bloco com $Gr=10^5$. (a) $Re=100$. (b) $Re=1000$	55
Figura 5.5: Resultados para a variação do Gr em uma cavidade sem interferência do bloco para $Re=500$. (a) isothermas. (b) linhas de corrente.	57
Figura 5.6: Resultados para a variação do tamanho do bloco para $Re=1000$ e $K=1$. (a) linhas de corrente. (b) isothermas.....	63
Figura 5.7: Efeito da presença do bloco na convecção mista para a variação do Gr com $Re=1000$ e $K=1$. (a) $ \Psi $. (b) \overline{Nu}	65
Figura 5.8: : Efeito da presença do bloco na convecção mista para a variação do Gr com $Re=100$ e $K=1$. (a) $ \Psi $. (b) \overline{Nu}	66
Figura 5.9: Efeito da variação do Re para $Gr=10^3$ e $K=1$. (a) $ \Psi $. (b) \overline{Nu}	67
Figura 5.10: Resultados da variação do Re sobre as linhas de corrente para $Gr=10^3$ e $K=1$	68

Figura 5.11: Resultados para a variação do Re sobre as isothermas para $Gr=10^3$ e $K=1$	69
Figura 5.12: Resultados para a variação do Re sobre as linhas de corrente para $Gr=10^5$ e $K=1$	71
Figura 5.13: Resultados para a variação do Re sobre as isothermas para $Gr=10^5$ e $K=1$	72
Figura 5.14: Resultados para $Re=100$ ($Ri=1000,00$) e $Re=1000$ ($Ri=10,00$) considerando $Gr=10^7$ e $K=1$. (a) Linhas de corrente. (b) Isothermas.	74
Figura 5.15: Resultados para a variação do Gr sobre as linhas de corrente para $Re=1000$ e $K=1$	76
Figura 5.16: Resultados para a variação do Gr sobre as isothermas para $Re=1000$ e $K=1$	77
Figura 5.17: Nu sobre a base ($Y=0$) e o topo ($Y=1$) de uma cavidade contendo um bloco de dimensão $B=0,3$. (a) $Gr=10^3$, $Re=1000$ e $K=1$. (b) $Gr=10^6$, $Re=1000$ e $K=1$	78
Figura 5.18: Nu sobre a base ($Y=0$) e o topo ($Y=1$) de uma cavidade contendo um bloco de dimensão $B=0,6$. (a) $Gr=10^3$, $Re=1000$ e $K=1$. (b) $Gr=10^6$, $Re=1000$ e $K=1$	80
Figura 5.19: Nu sobre a base ($Y=0$) e o topo ($Y=1$) de uma cavidade contendo um bloco de dimensão $B=0,9$. (a) $Gr=10^3$, $Re=1000$ e $K=1$. (b) $Gr=10^6$, $Re=1000$ e $K=1$	81
Figura 5.20: Resultados para a variação do K sobre as isothermas para $Gr=10^3$ e $Re=1000$	84
Figura 5.21: Resultados para a variação do K sobre as isothermas para $Gr=10^3$ e $Re=100$	86
Figura 5.22: Resultados para a variação do K sobre as isothermas para $Gr=10^7$ e $Re=1000$	89
Figura 5.23: Resultados para a variação do K sobre o \overline{Nu} . (a) $Ri=0,001$. (b) $Ri=0,1$. (c) $Ri=10$. (d) $Ri=1000$	91
Figura B.1: Resultados para a variação do Gr sobre as linhas de corrente para $Re=100$ e $K=1$	106
Figura B.2: Resultados para a variação do Gr sobre as isothermas para $Re=100$ e $K=1$	107

Figura B.3: Resultados para a variação do Gr sobre as linhas de corrente para $Re=500$ e $K=1$.	109
Figura B.4: Resultados para a variação do Gr sobre as isotermas para $Re=500$ e $K=1$.	110
Figura C.1: Resultados para a variação do K sobre as linhas de corrente para $Gr=10^3$ e $Re=1000$ ($Ri=0,001$).	112
Figura C.2: Resultados para a variação do K sobre as linhas de corrente para $Gr=10^3$ e $Re=100$ ($Ri=0,1$).	113
Figura C.3: Resultados para a variação do K sobre as linhas de corrente para $Gr=10^7$ e $Re=1000$ ($Ri=10$).	114
Figura C.4: Resultados para a variação do K sobre as linhas de corrente para $Gr=10^7$ e $Re=100$ ($Ri=1000$).	115
Figura D.1: Resultados para a variação do K sobre as isotermas para $Gr=10^7$ e $Re=100$ ($Ri=1000$).	117

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1: Termos empregados na equação de transporte global para a convecção mista.....	44
Tabela 5.1: Verificação do \overline{Nu} com resultados da literatura para a convecção natural em cavidade preenchida com um bloco e gradiente térmico vertical.	47
Tabela 5.2: Verificação do \overline{Nu} com resultados da literatura para a convecção natural em cavidade preenchida com um bloco aquecida horizontalmente.	48
Tabela 5.3: Verificação do \overline{Nu} com resultados da literatura para a convecção mista em cavidade preenchida com um bloco para $Re=100$	49
Tabela 5.4: Verificação do \overline{Nu} com resultados da literatura para a convecção mista em uma cavidade sem bloco com a base resfriada e a superfície deslizante aquecida.....	52
Tabela 5.5: Resumo dos parâmetros adimensionais do problema.....	58
Tabela 5.6: Teste de malha através da comparação do \overline{Nu} para a configuração $B=0,9$	60
Tabela 5.7: Teste de malha através da comparação do \overline{Nu} para a configuração $B=0,9$ com $Ri=1$	61
Tabela 5.8: Teste de malha através da comparação do \overline{Nu} para a configuração $B=0,3$ com $Ri=1$	62
Tabela 5.9: Resultados para $Ri=1$	82
Tabela A.1: Resultados para a variação do Re sobre o \overline{Nu} para	102
Tabela A.2: Resultados para a variação do Re sobre o $ \Psi $	102
Tabela A.3: Resultados para a variação do Gr sobre o \overline{Nu}	103
Tabela A.4: Resultados para a variação do Gr sobre o $ \Psi $	103
Tabela A.5 Resultados para a variação do K sobre o \overline{Nu}	104

NOMENCLATURA

Letras romanas

\bar{A}	Vetor área superficial.	$[m^2]$
a, b, θ	Constantes do esquema de interpolação.	
$B = b/H$	Dimensão adimensional do bloco quadrado.	
b	Dimensão do bloco quadrado.	$[m]$
$C = c/H$	Espessura adimensional do canal.	
c	Espessura do canal.	$[m]$
c_p	Calor específico a pressão constante.	$[J/(kg.K)]$
D_θ	Coefficiente de difusão da propriedade θ .	
g	Módulo do vetor aceleração da gravidade.	$[m/s^2]$
$Gr = g\beta(T_Q - T_F)H^3/\nu^2$	Número de Grashof	
H	Altura da cavidade.	$[m]$
h	Coeficiente de película.	$[W/(m^2.K)]$
\bar{h}	Coeficiente de película médio.	$[W/(m^2.K)]$
i	Índice de variação.	
$K = k_s/k_f$	Razão de condutividade térmica sólido-fluido.	
k	Condutividade térmica.	$[W/(m.K)]$
n	Direção normal a uma superfície.	
$Nu = -\partial\theta/\partial Y$	Número de Nusselt.	
$\bar{Nu} = -\int_0^1 \partial\theta/\partial Y dX$	Número de Nusselt médio.	
$P = p/(\rho_f U_{y=H}^2)$	Pressão na forma adimensional.	
p	Pressão.	$[Pa]$
$Pr = \nu/\alpha$	Número de Prandtl.	
$\bar{q} = \bar{h}(T_Q - T_F)$	Fluxo de calor.	$[W/m^2]$
R_θ	Resíduo ponderado;	
$Ra = Gr.Pr$	Número de Rayleigh.	
$Re = U_{y=H} \times H/\nu$	Número de Reynolds.	
$Ri = Gr/Re^2$	Número de Richardson.	

T	Temperatura.	$[K]$
$U = u/U_{y=H}$	Velocidade adimensional na direção x .	
$U_{y=H}$	Velocidade de deslizamento da superfície superior.	$[m/s]$
u, v, w	Componentes ortogonais da velocidade.	$[m/s]$
\bar{V}	Variável espacial adimensional na direção x .	
$V = v/U_{y=H}$	Velocidade adimensional na direção y .	
Vol	Volume	$[m^3]$
$X = x/H$	Variável espacial adimensional na direção x .	
x, y, z	Variáveis espaciais.	$[m]$
$Y = y/H$	Variável espacial adimensional na direção y .	
Z_{θ}	Forças de corpo.	$[N]$

Letras gregas

α	Difusividade térmica.	
β	Coefficiente de expansão volumétrica do fluido.	$[1/K]$
ΔX	Dimensão de um volume de controle na direção X .	$[m]$
ΔY	Dimensão de um volume de controle na direção Y .	$[m]$
θ	Propriedade.	
$\theta = (T - T_F)/(T_Q - T_F)$	Diferença de temperatura adimensional.	
μ	Viscosidade dinâmica.	$[Pa.s]$
$\nu = \mu/\rho$	Viscosidade cinemática.	$[m^2/s]$
ρ	Massa específica	$[kg/m^3]$
φ	Porosidade	
Φ	Dissipação viscosa.	
Ψ	Linhas de corrente adimensional.	

Subscritos

F	Temperatura da superfície inferior.
f	Fluido.
Q	Temperatura da superfície superior.
s	Sólido.
max	Máximo.

Abreviações

CL	Cavidade limpa.
CTD	Cavidade com o topo deslizante.
malha1	Malha 1.
malha2	Malha com mais volumes de controle do que a malha 1.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	18
1.1	Convecção mista.....	18
1.2	Caracterização do problema	19
1.3	Objetivos	22
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
2.1	Escoamento em cavidades limpas e isotérmicas.....	23
2.2	Convecção natural em cavidades porosas heterogêneas.....	24
2.3	Convecção mista em cavidades limpas	26
2.4	Convecção mista em cavidades porosas heterogêneas	29
3	FORMULAÇÃO MATEMÁTICA.....	31
3.1	Descrição do problema	31
3.2	Relação entre a dimensão do bloco e a porosidade	32
3.3	Hipóteses	32
3.4	Equações de conservação	33
3.5	Equações de conservação na forma adimensional.....	34
3.6	Geometria e condições de contorno na forma adimensional	37
3.7	Parâmetros de avaliação.....	39
3.8	Síntese do capítulo.....	41
4	MODELAGEM NUMÉRICA	42
4.1	Método dos volumes finitos.....	42
4.2	Critério de convergência	45
4.3	Síntese do capítulo.....	45
5	RESULTADOS	46
5.1	Problemas de verificação.....	46
5.1.1	Convecção natural em cavidade quadrada preenchida com um bloco central condutor de calor.	47

5.1.2	Convecção mista em cavidade quadrada com o topo deslizante preenchida com um bloco sólido isotérmico	49
5.1.3	Convecção mista em cavidade quadrada limpa com o topo deslizante.	50
5.2	Resultados para a simulação da cavidade sem interferência do bloco sólido	53
5.3	Parâmetros do problema.....	58
5.4	Teste de malha	59
5.5	Resultados para a variação do tamanho do bloco	62
5.6	Resultados para a variação do número de Reynolds.....	66
5.7	Resultados para a variação do número de Grashof.....	75
5.8	Resultados para a variação do Gr e do Re para um o Richardson constante	81
5.9	Resultados para a variação da razão de condutividade térmica	83
6	CONCLUSÃO	93
6.1	Sugestão para trabalhos futuros	95
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	96
	APÊNDICE A – RESULTADOS	101
	APÊNDICE B – RESULTADOS PARA A VARIAÇÃO DO GRASHOF.....	105
	APÊNDICE C – RESULTADOS PARA A VARIAÇÃO DA RAZÃO DE CONDUCTIVIDADE TÉRMICA SOBRE AS CIRCULAÇÕES.....	111
	APÊNDICE D – RESULTADOS PARA VARIAÇÃO DA RAZÃO DE CONDUCTIVIDADE SOBRE A TRANSFERÊNCIA DE CALOR	116

1 INTRODUÇÃO

1.1 Convecção mista

De maneira geral, a convecção pode ser caracterizada como o fenômeno de transferência de calor entre uma superfície sólida e um escoamento de líquido ou gás que envolve simultaneamente mecanismos difusivos e advectivos (ÇENGEL e GHAJAR, 2010). Os mecanismos difusivos aludem à transferência de calor por condução na interface sólido-fluido e dentro do fluido, enquanto que os mecanismos advectivos relacionam-se ao movimento global do fluido.

A transferência de calor por convecção é observada no funcionamento de coletores solares, na dinâmica de lagos e de reservatórios térmicos, no arrefecimento de equipamentos eletrônicos, na operação de equipamentos para processamento de compostos químicos, na operação de reatores nucleares, na formação de película lubrificante, no crescimento de cristais em materiais, na produção de vidros, em processos de galvanização e revestimento de metais, na fundição do ferro e no processamento de alimentos (WAHEED, 2009).

Havendo necessidade de se estabelecer a movimentação do fluido para a ocorrência da convecção, é pertinente classificá-la de acordo com a força motriz do escoamento. A convecção é dita forçada quando o escoamento é estabelecido e mantido através da utilização mecanismos como ventiladores, sopradores e máquinas de deslocamento positivo (BEJAN, 2013). A transferência de calor entre um automóvel ou uma aeronave com o ar pode ser classificada como convecção forçada, haja vista que energia mecânica é empregada para movimentar o corpo relativamente à atmosfera. Matematicamente, as equações de balanço da massa e conservação da quantidade de movimento do escoamento estão desacopladas da equação da conservação da energia.

A convecção natural diferencia-se fundamentalmente da convecção forçada devido à ocorrência natural do escoamento pela ação de forças de empuxo decorrentes da presença de uma força de corpo, usualmente de origem gravitacional, e de variações espaciais de massa específica (BEJAN, 2013). Em termos matemáticos, o perfil de velocidades está acoplado ao perfil de temperaturas, uma vez que variações de temperatura podem induzir variações de massa específica.

A convecção natural pode ocorrer simultaneamente com a forçada, caracterizando um regime de convecção mista. O entendimento da convecção mista é importante, uma vez que o funcionamento de muitos sistemas depende da interação entre a convecção forçada e a convecção natural (BEJAN, 2013). Há casos onde a convecção natural é predominante na transferência de calor e a convecção forçada desempenha papel secundário. Não obstante, o contrário também pode ocorrer.

1.2 Caracterização do problema

Um meio poroso pode apresentar morfologia complexa e estar submetido a uma diversidade de condições de contorno. A Figura 1.1 mostra uma cavidade conectada a um canal no qual há escoamento de fluido. A movimentação do fluido confinado no interior da cavidade ocorre mediante o fornecimento de quantidade de movimento pelo escoamento no canal. Adicionalmente, condições de desequilíbrio térmico podem estar presentes caso a temperatura das paredes da cavidade seja diferente da temperatura da vazão de fluido pelo canal. Desse modo, um regime convectivo misto pode ser instaurado pela superposição da convecção forçada com a convecção natural. A convecção forçada se relaciona com o movimento de fluido pelo canal superior, enquanto que a convecção natural está associada com a atuação da força gravitacional e a presença de um gradiente de massa específica.

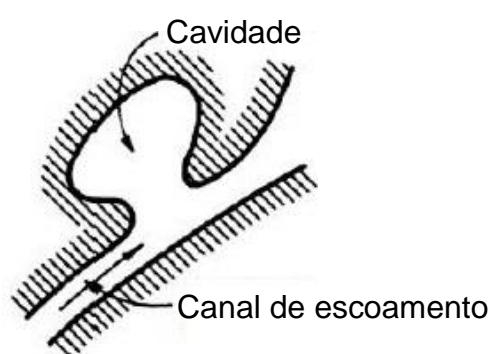


Figura 1.1: Cavidade conectada a um canal principal de escoamento
Adaptado de: Scheidegger (1960)

No presente trabalho, propõem-se analisar a convecção mista em uma cavidade porosa.

O meio poroso é constituído de um material sólido, que pode ser rígido ou flexível, o qual contém vazios, interconectados ou não denominados poros. Meios porosos são encontrados na natureza em formações geológicas como rochas reservatório e tecidos biológicos de origem animal e vegetal. (NIELD e BEJAN, 1999).

O constituinte sólido de um meio poroso é denominado matriz sólida ou substrato poroso. Os poros podem ser ocupados por gases e/ou líquidos que interagem com a fase sólida. Na situação mais simples, o meio é dito saturado quando preenchido por uma única fase fluida. No entanto, mais de uma fase de fluido pode estar presente nos poros, caracterizando um sistema multifásico.

A Figura 1.2 (a) mostra esquematicamente um meio poroso encontrado em um sistema poço-reservatório sendo modelado por diferentes escalas de representação ilustradas pelas Figura 1.2 (b) e (c). A Figura 1.2 (b) ilustra um meio poroso homogêneo no qual não é possível distinguir visualmente a interface sólido-fluida. A Figura 1.2 (c) mostra um meio poroso heterogêneo, objeto de estudo desse trabalho, no qual é possível identificar um constituinte sólido e um fluido. A escala de representação do meio poroso heterogêneo é microscópica em relação ao tamanho dos poros, sendo possível identificar a nuance de separação dos constituintes através da visualização da interface sólido-fluido.

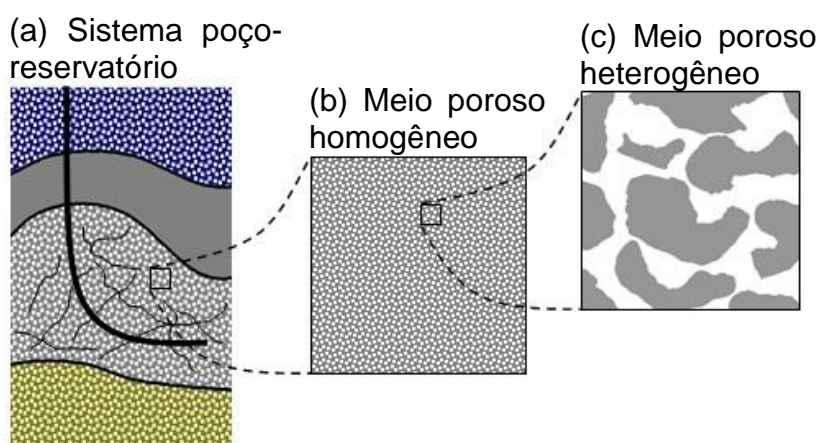


Figura 1.2: Sistema poço-reservatório; (a) representação esquemática de um reservatório; (b) meio poroso homogêneo; (c) meio poroso heterogêneo.

Adaptado de: De Lai *et al.* (2010).

Uma característica comum dos meios porosos heterogêneos é a complexidade da morfologia do constituinte sólido que se traduz em uma enorme dificuldade para a obtenção de soluções numéricas detalhadas (INGHAM e POP,

2005). A Figura 1.3 mostra a idealização geométrica de uma cavidade porosa conectada a um canal no qual há escoamento de fluido. A cavidade é idealizada como um quadrado. O fornecimento de quantidade de movimento pelo escoamento do fluido no canal é modelado através do deslizamento da superfície superior à velocidade constante $U_{y=H}$.

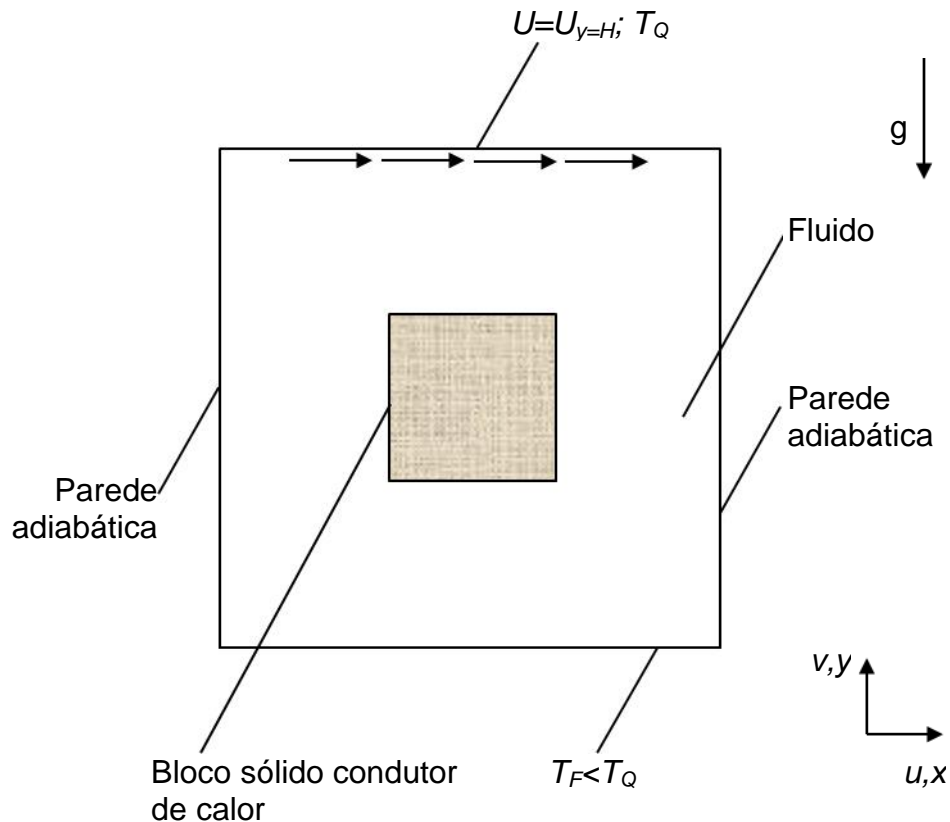


Figura 1.3: Idealização geométrica de uma cavidade preenchida com um meio poroso heterogêneo conectada a um canal de escoamento.

O modelo heterogêneo é utilizado para representar o meio poroso (Figura 1.3). O constituinte sólido é simplificado morfologicamente como um quadrado, centralizado e condutor de calor. Os poros, os quais estão saturados de fluido, correspondem ao espaço entre as superfícies do bloco e as paredes da cavidade.

A transferência de calor é instaurada mediante a aplicação de um gradiente térmico na cavidade. Para tanto, a temperatura da superfície deslizante é superior do que a da superfície inferior. As paredes laterais são adiabáticas. A convecção mista é observada através da ocorrência simultânea da convecção forçada e da convecção natural. A convecção forçada relaciona-se com o movimento

translacional da superfície superior e a convecção natural está associada com a presença de forças gravitacionais e de um gradiente de massa específica.

1.3 Objetivos

Nesse trabalho, objetiva-se simular a convecção mista em uma cavidade porosa, quadrada com o topo deslizante cujas paredes verticais são adiabáticas e as paredes horizontais isotérmicas. O meio poroso é modelado através da abordagem heterogênea, sendo o constituinte sólido idealizado como um bloco, quadrado e condutor de calor centralizado na cavidade. As simulações são realizadas visando analisar a transferência de calor e as circulações de fluido no interior da cavidade.

As características da convecção mista são levantadas mediante a variação dos parâmetros do escoamento (número de Grashof e número de Reynolds) e dos parâmetros da cavidade (dimensões do bloco quadrado sólido e a condutividade térmica do bloco). A influência da variação dos parâmetros sobre a transferência de calor é analisada através do número de Nusselt das linhas de corrente e das isotermas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção é apresentado o estado da arte sobre o desenvolvimento de estudos de fenômenos de transporte em meios porosos heterogêneo no interior de uma cavidade com o topo deslizante (CTD). São abordados resumidamente alguns trabalhos como embasamento teórico preliminar.

A revisão bibliográfica é dividida em seções visando simplificar o mapeamento das informações. Inicialmente, trabalhos que tratam sobre escoamentos isotérmicos no interior de uma CTD são identificados. Em seguida, são levantados artigos que discutem individualmente os fenômenos da convecção natural em cavidades preenchidas com obstáculos sólidos e da convecção mista em cavidades limpas. Posteriormente, trabalhos sobre convecção mista em cavidades preenchidas com uma obstrução sólida são apresentados.

2.1 Escoamento em cavidades limpas e isotérmicas

Um estudo sobre o escoamento em cavidades com o topo deslizante é apresentado por Ghia *et al.* (1982). As equações de conservação das linhas de corrente e da vorticidade foram simultaneamente resolvidas através do método *Multigrid*, visando à obtenção dos perfis de velocidade e linhas de corrente para números de Reynolds iguais a 1.000, 5.000 e 10.000. O escoamento em questão era considerado como bidimensional. Apesar da motivação principal ser a verificação de um método numérico, os resultados obtidos serviram de embasamento para trabalhos posteriores.

Contestando a validade da hipótese de escoamento bidimensional dentro da CTD utilizada por Ghia *et al.* (1982), Koseff e Street (1984) desenvolveram um aparato experimental para analisar o problema. Ajustando-se a velocidade da superfície superior, escoamentos de números de Reynolds contidos no intervalo de 1.000 a 10.000 foram reproduzidos. O experimento constatou que o escoamento apresenta características tridimensionais tanto globalmente, como um ajuste aos gradientes de tensão cisalhante presentes nas proximidades das paredes, quanto localmente, com o aparecimento de vórtices de Taylor-Görtler ao longo dos cantos inferiores. Portanto, as simulações numéricas de cavidades bidimensionais para altos números de Reynolds apresentam perfis de velocidades significativamente

diferentes dos registrados experimentalmente. O estudo também registrou características de escoamento de transição para Reynolds na faixa de 6.000 a 8.000 e comportamento transitório para números de Reynolds da ordem de 10.000.

Com base nos trabalhos citados anteriormente, Ertruck (2009) discorreu acerca dos aspectos matemáticos da modelagem do escoamento em uma cavidade bidimensional com o topo deslizante. Foi relatado que fisicamente o escoamento não se caracteriza como bidimensional e não atinge o regime permanente mesmo para números de Reynolds da ordem de 1.000.

2.2 Convecção natural em cavidades porosas heterogêneas

Visando investigar a transferência de calor por convecção mista em uma CTD preenchida com um meio poroso heterogêneo, a busca bibliográfica foi inicialmente realizada para a ocorrência isolada da convecção natural em uma cavidade preenchida com corpos sólidos.

Um dos primeiros trabalhos sobre convecção natural em uma cavidade heterogênea foi realizado por House *et al.* (1990). A disposição das linhas de corrente e das isotermas foi avaliada para um bloco condutor de calor posicionado ao centro de um recipiente quadrado submetido a um gradiente de temperatura horizontal. O bloco não interferiu nas plumas, situando-se numa região de estagnação e, conseqüentemente, não apresentando significativa influência no número de Nusselt médio, \overline{Nu} . O efeito do bloco limitou-se a um pequeno aumento no \overline{Nu} quando a razão de condutividade térmica sólido-fluido, K , foi decrescida. Esse efeito deve-se ao fato da baixa condutividade térmica do bloco propiciar a manutenção da temperatura do fluido. Entretanto, para um bloco de tamanho suficientemente grande para interferir na camada limite, a convecção natural foi prejudicada e a condutividade térmica do sólido passou a desempenhar um papel dominante na transferência de calor. Nessa situação, o aumento do valor do K aumenta o \overline{Nu} .

A perturbação ocasionada pela presença de um bloco condutor de calor de dimensões $B=1/3$ foi estudada por Lee *et al.* (2005). O trabalho consistiu em estabelecer comparações entre configurações de cavidade, cujos blocos difundiam calor com diferentes intensidades, com casos similares nos quais o bloco sólido era

completamente adiabático, isotérmico ou inexistente. Os números de Nusselt médios calculados sobre o fundo aquecido (o topo era resfriado e as paredes verticais completamente adiabáticas) não diferiram significativamente de seus respectivos casos de analogia.

A influência do número de obstáculos sólidos, do número de Rayleigh, Ra , e da razão de condutividade térmica sólido-fluido sobre a transferência de calor em uma cavidade quadrada foi estudada por Merrikh e Lage (2005). Os resultados foram comparados através da obtenção das isothermas, das linhas de corrente e do cálculo do \overline{Nu} . Para poucos blocos (número inferior a dezesseis), o escoamento se desenvolveu mais intensamente nas adjacências das paredes isotérmicas da cavidade. Entretanto, para muitos blocos (números superior ou igual a 36), o escoamento migrou para os canais verticais entre os blocos. Considerando constante a porosidade e a razão de condutividade térmica sólido-fluido, a convecção foi prejudicada com o aumento do número de blocos, uma vez que houve redução no valor do \overline{Nu} . Aumentando o número de Rayleigh, as dimensões das plumas diminuíram. Conseqüentemente, mesmo para uma grande coleção de obstáculos sólidos, o escoamento se restringiu às proximidades das paredes da cavidade. Quanto ao efeito da razão de condutividade térmica sólido-fluido, blocos com condutividade térmica superior à do fluido, $K > 1$, situados nas proximidades das paredes aumentaram o coeficiente de transferência de calor e alargaram a pluma. Esse efeito prevaleceu mais intensamente para Ra baixos devido à relação de proporcionalidade inversa com a espessura da pluma. Para blocos com $K < 1$, observou-se o efeito contrário, ou seja, o escoamento foi restringido pelos obstáculos adiabáticos. Um trabalho semelhante foi desenvolvido por De Lai *et al.* (2011) no qual os efeitos da variação da porosidade também foram analisados. O \overline{Nu} mostrou-se proporcional à fração volumétrica do fluido, ou seja, quanto maior o volume dos poros, mais intensa é a transferência de calor. Junqueira *et al.* (2013) estenderam a análise para cavidade com diferentes razões de aspecto.

A influência da morfologia do meio poroso heterogêneo no processo de transferência de calor por convecção natural em uma cavidade quadrada foi estudada por Braga e de Lemos (2005). A matriz sólida do meio poroso foi modelada primeiramente como blocos, quadrados, condutores de calor, igualmente espaçados e não conectados. Posteriormente, os blocos foram substituídos por círculos de igual

diâmetro, condutores de calor, igualmente espaçados e não conectados. As equações de balanço de massa e de conservação da quantidade de movimento e de energia foram resolvidas através do método dos volumes finitos para um gradiente horizontal de temperatura. O estudo constatou que o \overline{Nu} na parede aquecida da cavidade preenchida com obstáculos quadrados é levemente maior quando comparado aos circulares. Esse fato se deve à separação da camada limite nos cantos dos blocos com a subsequente formação de uma esteira mais extensa, havendo, desse modo, uma circulação mais intensa na região interior do recipiente.

Correções para a correlação de Berkovsky-Polevikov foram propostas por Hongtao *et al.* (2013) para cavidades preenchidas com blocos sólidos e condutores de calor. O método dos volumes finitos foi empregado para o cálculo do \overline{Nu} mediante a variação dos números de blocos, do Raleigh e do número de Prandtl. O ajuste de curvas sobre os resultados apresentou erros inferiores a 5% para poucos obstáculos e $Ra \geq 10^7$ devido ao fato das plumas se desenvolverem sem interferência dos blocos. Desse modo, as camadas limites formam-se sem adentrar para o interior da cavidade e o comportamento do escoamento assemelha-se a um caso de convecção natural em cavidade limpa. Nesse caso, as correlações predizem o \overline{Nu} com precisão aceitável.

2.3 Convecção mista em cavidades limpas

Nos problemas de convecção mista, é necessário caracterizar matematicamente os dois tipos de convecção envolvidos. Para tanto, o número de Reynolds, Re , é associado à intensidade da convecção forçada, enquanto que o número de Grashof, Gr , é relacionado com a intensidade da convecção natural. A predominância da convecção natural sobre a convecção forçada é avaliada através do número de Richardson, $Ri = Gr/Re^2$.

O efeito da variação da viscosidade do fluido sobre a transferência de calor foi avaliado por Morzynski e Popiel (1988). Nesse trabalho o número de Prandtl foi mantido constante.

O efeito da variação do Prandtl sobre a transferência de calor foi avaliado por Moallemi e Jang (1992) em uma cavidade cujo fundo era mantido a uma temperatura superior à do topo. Para $Ri < 1$ a disposição das linhas de corrente

comprovaram a predominância da convecção forçada e a independência da forma das circulações com o número de Prandtl. No entanto, o mesmo não foi observado com as isotermas, haja vista que o centro da cavidade era aproximadamente isotérmico e a camada limite térmica tornava-se mais espessa à medida que reduzia-se o Pr . Quando a intensidade da convecção natural se equiparava a da forçada, $Ri = 1$, o Pr exercia influência fundamental na disposição das linhas de corrente, sendo capaz de estratificar o escoamento em uma região puramente condutiva e em outra convectiva. A dependência do número de Nusselt foi levantada através de correlações empíricas que mostraram-se distintas para diferentes intervalos do Pr .

Um aparato experimental foi construído por Prasad e Koseff (1996) para recriar o escoamento da água no interior de uma CTD. No fundo da cavidade, um trocador de calor aquecia a água, enquanto que no topo água fria era utilizada para resfriar um cinturão de cobre de velocidade ajustável. O controle da intensidade da convecção natural realizava-se através da diferença de temperaturas sobre a cavidade. Por outro lado, a intensidade da convecção forçada era ajustada através da velocidade de rotação de um motor acoplado ao cinturão. O principal objetivo do estudo consistiu na avaliação do efeito da razão de aspecto sobre a transferência de calor. O fluxo de calor registrado demonstrou-se proporcional ao número de Gr e ao número de Re para todas as cavidades estudadas. Após a regressão linear dos dados experimentais para o fluxo térmico, o coeficiente de transferência de calor, h , mostrou-se proporcional ao número de Reynolds, provando que o fluido dentro da cavidade estava homogeneamente misturado em decorrência da turbulência. Desse modo, para o intervalo $2.200 < Re < 12.000$ e as diferenças de temperatura utilizadas, a transferência de calor mostrou-se independente dos efeitos gravitacionais. A correlação empírica para o número de Nusselt mostrou-se independente do Richardson, Ri , mas quase que linearmente dependente da razão de aspecto. O Re também influenciava a correlação do Nu , porém com menos intensidade do que para a convecção forçada pura.

Franco e Ganzarolli (1996) discutiram os efeitos da variação dos parâmetros do escoamento sobre a convecção mista em um recipiente quadrado submetido a uma diferença horizontal de temperaturas. Os resultados obtidos com o método das diferenças finitas demonstraram dependência proporcional do \overline{Nu} com o Ra , o Re , e

o Pr . Critérios de transição para a predominância da convecção forçada sobre a convecção natural também foram propostos para intervalos do número de Pr . Foi constatando que o Ri é válido por si só como indicador para $Pr \leq 1$. Entretanto, para $Pr > 1$, a transição é mais adequadamente prevista por $Ri/Pr^{1/3}$.

A tendência de estratificação dos gradientes de temperatura e de velocidade devido aos efeitos competitivos da convecção natural sobre a forçada foram o foco principal dos estudos de Iwatsu *et al.* (1992). O fluido confinado em uma cavidade quadrada era perturbado pelo movimento oscilatório da superfície superior considerada isotérmica. As paredes laterais eram totalmente adiabáticas e o fundo mantido a uma temperatura inferior. A transferência de calor poderia ocorrer por condução pura ou convecção mista e dependia do grau de predominância da convecção natural sobre a forçada. A motivação principal do estudo foi identificar as frequências harmônicas de vibração da superfície superior que coincidiam com a frequência natural do fluido. Desse modo, haveria ressonância e, conseqüentemente, superposição da convecção forçada sobre a natural. Na seqüência, o movimento oscilatório foi substituído por um movimento uniforme com velocidade constante. Os estudos de Iwatsu *et al.* (1993) concentraram-se na análise da variação dos parâmetros adimensionais número de Grashof e número de Reynolds, ambos agrupados sob o número de Richardson. Nessa situação, o efeito da convecção natural também provoca a estratificação das isoterms em uma região puramente condutiva e uma região convectiva. Logo, mantendo-se o número de Reynolds constante e elevando o número de Grashof, o Nusselt sobre a superfície aquecida era reduzido e aproximava-se da unidade. Assim, quanto mais elevada a intensidade das forças gravitacionais, mais restrita à vizinhança da superfície superior ficou a região convectiva. De maneira contrária, aumentando o Re para um Gr constante, maior quantidade de movimento era fornecida ao fluido, ocasionando gradientes térmicos mais acentuados e, conseqüentemente, aumentando o valor do \overline{Nu} .

A validação entre resultados numéricos e experimentais foi realizada por Mansour e Viskanta (1994). Modelos numéricos laminares e turbulentos para escoamentos bidimensionais e tridimensionais foram testados. Tanto o modelo numérico bidimensional e tridimensional produziram resultados concordantes com os empíricos para a faixa de número de Reynolds que caracterizava o escoamento

como estritamente laminar. Entretanto, para elevados números de Reynolds um modelo numérico tridimensional e turbulento mostrou-se mais preciso.

Empregando um gradiente térmico vertical, Cheng (2011) analisou a convecção mista através da variação simultânea do número de Reynolds e o de Grashof. O número de Richardson foi mantido constante para cada caso, estabelecendo-se, desse modo, uma relação proporcional entre os parâmetros adimensionais anteriormente citados. Constatou-se que o \overline{Nu} na superfície aquecida cresceu à medida que o Re e o Gr eram incrementados. No entanto, houve uma abrupta queda para um determinado valor de Re para o qual ocorriam mudanças no comportamento do escoamento. Nessa situação, a cavidade apresentava duas regiões de circulação de fluido, uma em sentido horário e outra em sentido anti-horário. A transferência de calor entre essas zonas ocorria por condução de calor e as isothermas na cavidade apresentavam-se mais afastadas das paredes, justificando a redução nas taxas do fluxo de calor. O número de Re para o qual esse fenômeno ocorre diminui quanto maior for o Ri . Após a estratificação das linhas de corrente, o número de Nusselt continuou a aumentar à medida que os parâmetros adimensionais foram intensificados.

2.4 Convecção mista em cavidades porosas heterogêneas

Islam *et al.* (2013) estudaram o efeito do tamanho e da excentricidade de um bloco confinado em uma cavidade com o topo deslizante. A convecção foi instaurada pela diferença de temperatura do bloco com as paredes do recipiente. O número de Reynolds foi mantido constante. Calculando-se o Nu na superfície do bloco, observou-se que os cantos apresentavam os valores mais expressivos devido à capacidade de perturbar o escoamento mais eficientemente. Esse efeito foi minimizado à medida que aumentava-se a dimensão do obstáculo. Para um dado Ri , o valor do \overline{Nu} aumentava com o incremento da dimensão do bloco. Incrementando-se o Ri até a unidade, o \overline{Nu} para cada geometria mantinha-se aproximadamente constante. Entretanto, o bloco de maior tamanho manteve o \overline{Nu} constante até Ri da ordem de 100. A posição do bloco a qual propiciou transferência de calor mais intensa foi o canto superior esquerdo ou o canto inferior direito, enquanto que a extremidade esquerda inferior foi a região menos favorável.

Cavidades preenchidas com cilindros foram estudadas por Oztop *et al.* (2009). Na sequência, Khanafer e Aithal (2013) compararam as isotermas, as linhas de corrente e os números de Nusselt médios para uma CTD preenchida com um obstáculo circular. As paredes laterais eram termicamente isoladas, enquanto que a superfície inferior era mantida a uma temperatura superior a da superfície superior. A simulação através dos métodos dos elementos finitos foi realizada para três tamanhos de cilindros com duas condições de contorno distintas, cilindro isotérmico e adiabático. A presença do obstáculo aumentou o \overline{Nu} em relação à cavidade limpa, ocorrendo o máximo valor para o cilindro isotérmico. Em todos os casos, a transferência de calor foi intensificada com o aumento do Ri . O raio adimensional do cilindro mostrou-se como um parâmetro para o controle das taxas de troca térmica, haja vista que o \overline{Nu} comportou-se de modo proporcional. Além disso, o posicionamento do cilindro nas proximidades da superfície aquecida resultou na máxima transferência de calor.

Nesse trabalho, objetiva-se estudar o efeito da variação de propriedades termo-hidráulicas sobre a transferência de calor por convecção mista em uma cavidade porosa. A influência da variação de alguns parâmetros ainda é pouco explorada, como é o caso da variação do número de Reynolds, das dimensões do bloco sólido e da razão de condutividade térmica sólido-fluido. As configurações de cavidade e de escoamento analisadas estão descritas nos tópicos abaixo.

- Para cada um dos valores de Reynolds, $Re = (100; 500; 1000)$, são simulados $Gr = (10^3; 10^4; 10^5; 10^6; 10^7)$, todos com $K=1$, para as dimensões de bloco $B = (0; 0,3; 0,6; 0,9)$.
- Para cada um dos valores de Grashof, $Gr = (10^3; 10^5; 10^7)$, são realizadas simulações com $Re = (100; 250; 500; 750; 1000)$, todas com $K=1$, para as dimensões de bloco $B = (0; 0,3; 0,6; 0,9)$.
- Os valores de razão de condutividade térmica analisados correspondem a $K = (0,1; 0,5; 1,0; 5,0; 10,0)$ os quais são simulados para três dimensões de bloco, $B = (0,3; 0,6; 0,9)$, e os seguintes pares de parâmetros de escoamento: $Gr=10^3$ e $Re=1000$; $Gr=10^3$ e $Re=100$; $Gr=10^7$ e $Re=1000$ e, por fim, $Gr=10^7$ e $Re=100$.

3 FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

Nesse capítulo, a geometria do problema e as condições de contorno são descritas. As hipóteses simplificadoras do fenômeno físico são apresentadas e aplicadas nas equações de conservação para os domínios fluido e sólido. As equações de conservação também são escritas na forma adimensional. Ao fim do capítulo, são apresentados os parâmetros de avaliação da transferência de calor e das circulações.

3.1 Descrição do problema

A geometria do problema é representada pela Figura 3.1 e corresponde a uma cavidade quadrada de lado H . A origem do sistema de coordenadas cartesianas situa-se no vértice inferior esquerdo, com o eixo y alinhado com a parede lateral esquerda e apresentando sentido positivo ascendente e o eixo x alinhado com o fundo e apresentando sentido positivo da esquerda para a direita. As componentes da velocidade u e v situam-se sobre os eixos x e y , respectivamente.

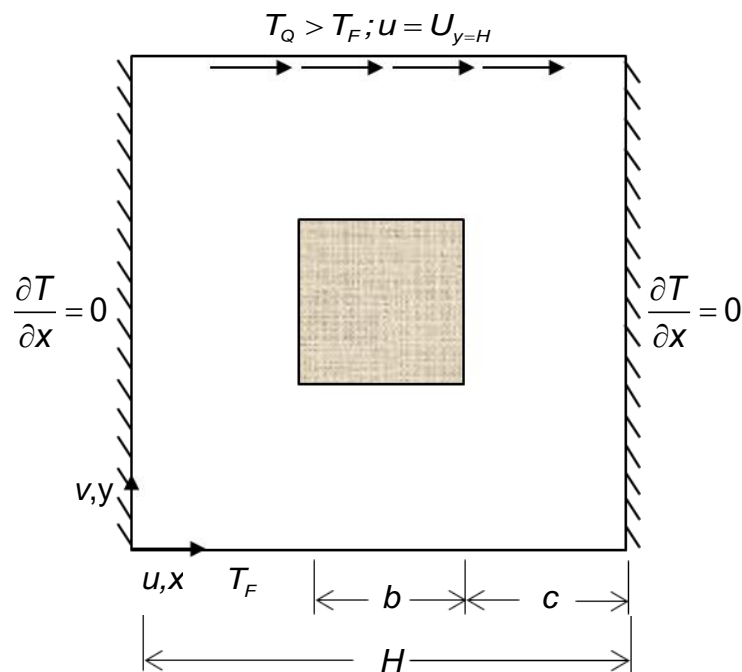


Figura 3.1: Geometria e condições de contorno do problema.

No centro da cavidade quadrada situa-se um bloco sólido, quadrado, impermeável e condutor de calor o qual apresenta dimensão igual a b . O fluido situa-

se na região entre as paredes da cavidade e as superfícies do bloco que é representada pela dimensão $c = (H - b)/2$.

As condições de aquecimento (Figura 3.1) são aplicadas para o estabelecimento de um gradiente vertical de temperatura. A temperatura na superfície inferior corresponde a T_F enquanto que a temperatura na superfície superior é T_Q , de modo que $T_F < T_Q$. As paredes laterais são adiabáticas, $\partial T/\partial x = 0$.

A superfície superior desliza em seu próprio plano à velocidade constante, $U_{y=H}$, fornecendo quantidade de movimento para o fluido. As forças gravitacionais atuam exclusivamente na direção vertical.

3.2 Relação entre a dimensão do bloco e a porosidade

A porosidade de um meio poroso é definida como a razão entre o volume dos poros pelo volume total do meio poroso (NIELD e BEJAN, 2006). Para a geometria apresentada na Figura 3.1, a porosidade pode ser definida concordantemente através da relação entre a área ocupada pelo domínio fluido pela área total da geometria. A área ocupada pelo fluido corresponde a $A_f = H^2 - b^2$. Sendo assim a porosidade pode ser definida através de:

$$\varphi = 1 - \frac{b^2}{H^2} \quad (3.1)$$

sendo φ a porosidade. De acordo com a Equação (3.1), a porosidade é inversamente proporcional à dimensão do bloco. Dessa maneira, quanto maior for o valor de b , menor é o espaço disponível para o fluido no interior da cavidade.

3.3 Hipóteses

O escoamento é considerado como laminar, bidimensional, em regime permanente, de fluido newtoniano. A dissipação viscosa e a radiação térmica são desconsideradas.

Os valores das propriedades da fase fluida e da fase s3lida s3o considerados constantes. A 3nica exce33o 3 a massa espec3fica do fluido que varia linearmente com a temperatura de acordo com a aproxima33o de Boussinesq-Oberbeck:

$$\rho_F - \rho \approx \rho\beta(T - T_F) \quad (3.2)$$

sendo ρ a massa espec3fica do fluido e T temperatura do fluido no intervalo $T_F < T < T_Q$. O subscrito F indica que o valor de ρ 3 tomado 3 temperatura T_F . A aus3ncia do subscrito indica que ρ 3 avaliado 3 temperatura T . O coeficiente de expans3o volum3trica do fluido 3 press3o constante 3 denotado por β .

Para que a aproxima33o de Boussinesq-Oberbeck seja v3lida, a rela33o entre as temperaturas e o coeficiente de expans3o 3 press3o constante devem satisfazer a desigualdade $\beta(T_Q - T_F) \leq 1$ (BEJAN, 2013).

3.4 Equa33es de conserva33o

Com base na descri33o e caracteriza33o do problema proposto 3 poss3vel obter a formula33o matem3tica dividindo o sistema em dois conjuntos de equa33es: um para a fase fluida e outro para a fase solida.

Para o fluido, t3m-se o seguinte conjunto de equa33es:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.3)$$

$$\rho_F \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.4)$$

$$\rho_F \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = g\rho\beta(T - T_F) - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.5)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{k}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3.6)$$

sendo a equação de balanço de massa a Equação (3.3); as equações da conservação da quantidade de movimento nas direções x e y as Equações (3.4) e (3.5), respectivamente, e a equação da conservação da energia a Equação (3.6).

Para o bloco sólido, tem-se a equação da difusão do calor em duas dimensões e em regime permanente e propriedades constantes.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad (3.7)$$

As variáveis das equações de conservação são a componente da velocidade u na direção x , a componente da velocidade v na direção y , a massa específica do fluido ρ , a viscosidade dinâmica μ , o calor específico à pressão constante c_p , a temperatura T e a condutividade térmica do fluido k .

As equações apresentadas já atendem às hipóteses apresentadas na Seção 3.3. Porém, o grande número de variáveis envolvidas torna a interpretação do problema complexa. Com o objetivo de reduzir o número de variáveis, as equações são postas sob a forma adimensional.

3.5 Equações de conservação na forma adimensional

O comprimento característico do problema corresponde à altura da cavidade, H . Essa grandeza é utilizada para a adimensionalização das equações por Iwatsu *et al.* (1993) para a simulação de uma cavidade com o topo deslizante sem interferência do bloco e por Islam *et al.* (2012) para a simulação de uma CTD contendo um bloco central. As variáveis espaciais adimensionais são denotadas por X e Y para as direções x e y , respectivamente.

$$X = \frac{x}{H} \quad (3.8)$$

$$Y = \frac{y}{H} \quad (3.9)$$

As componentes adimensionais da velocidade, U e V , são obtidas através das relações das respectivas velocidades nas direções ortogonais com a velocidade de deslizamento da superfície superior da cavidade, $U_{y=H}$.

$$U = \frac{u}{U_{y=H}} \quad (3.10)$$

$$V = \frac{v}{U_{y=H}} \quad (3.11)$$

A pressão é adimensionalizada através da divisão pela pressão dinâmica, $\rho \cdot U_{y=H}^2$.

$$P = \frac{p}{\rho \cdot U_{y=H}^2} \quad (3.12)$$

Por fim, θ é a temperatura na forma adimensional que é obtida através de uma relação com uma variação de temperaturas.

$$\theta = \frac{T - T_F}{T_Q - T_F} \quad (3.13)$$

Substituindo as variáveis adimensionais nas equações de conservação, as equações de conservação sob a forma adimensional são escritas.

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (3.14)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (3.15)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + Ri \cdot \theta \quad (3.16)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Re \cdot Pr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} = 0 \quad (3.18)$$

As Equações (3.14) a (3.17) são escritas em função das variáveis adimensionais e de parâmetros de similaridade como o número de Reynolds, Re , o número de Prandtl, Pr , e o número de Richardson, Ri .

O número de Reynolds corresponde à razão entre as forças inerciais e as forças viscosas em dado comprimento característico H .

$$Re = \frac{U_{y=H} \times H}{\nu} \quad (3.19)$$

sendo viscosidade cinemática ν definida como $\nu = \mu / \rho_F$.

O número de Prandtl, Pr , fornece uma medida relativa entre o transporte difusivo de momento e de calor no interior das camadas limites. A difusividade térmica do fluido é representada por $\alpha = k / \rho c_p$.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.20)$$

O número de Richardson, Ri , acopla as equações de conservação da energia e da quantidade de movimento, sendo definido de acordo com a Equação (3.21):

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (3.21)$$

sendo Gr o número de Grashof que representa a razão entre as forças de empuxo e as forças viscosas em um dado comprimento característico H .

$$Gr = \frac{(T_Q - T_F) \beta g H^3}{\nu^2} \quad (3.22)$$

Para fluidos com $Pr \leq 1$, o número de Richardson indica o grau de predominância da convecção natural sobre a forçada (MOALLEMI e JANG, 1991). Para $Ri > 1$ a convecção natural é predominante sobre a forçada. Contrariamente, $Ri < 1$ indica que a convecção forçada é predominante sobre a natural. Para $Ri = 1$, o regime convectivo caracteriza-se com a ocorrência da convecção forçada e da convecção natural em igual intensidade.

Conhecendo-se as equações modeladoras na forma adimensional, as condições de contorno são apresentadas a seguir.

3.6 Geometria e condições de contorno na forma adimensional

A Figura 3.2 mostra a geometria e as condições de contorno sob a forma adimensional. O comprimento da cavidade quadrada é igual à unidade de modo que os vértices da cavidade são representados pelos pares ordenados $(0,0)$, $(0,1)$, $(1,0)$ e $(1,1)$. As superfícies superior e inferior da cavidade são denotadas, respectivamente, por $Y=1$ e $Y=0$. O bloco quadrado apresenta dimensão adimensional $B = b/H$. Os canais dispostos ao redor do bloco possuem espessura adimensional $C = c/H$.

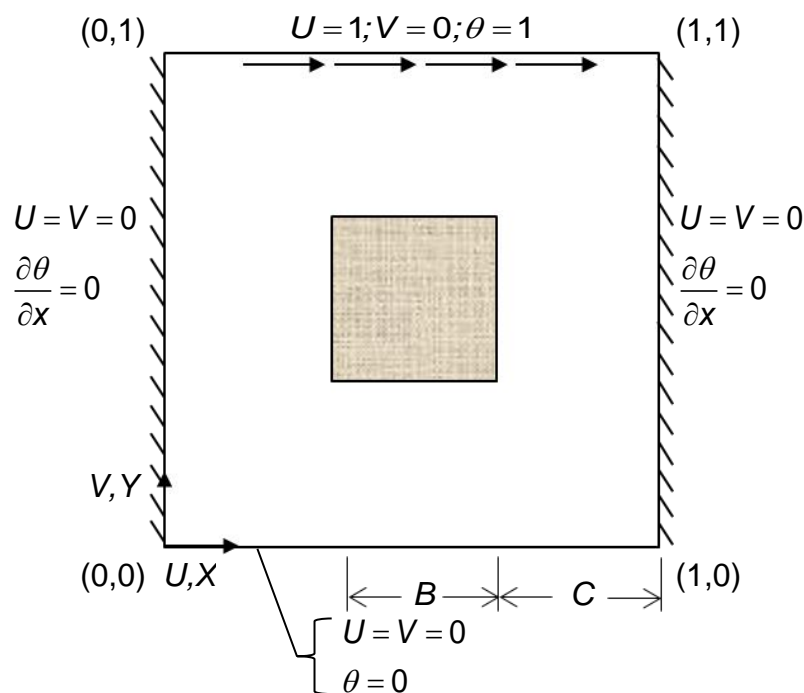


Figura 3.2: Geometria e condições de contorno na forma adimensional.

Obedecendo as condições de não deslizamento na interface sólido-fluida e a impermeabilidade das superfícies sólidas, as componentes da velocidade são nulas nas paredes laterais, na superfície inferior da cavidade e nas superfícies do bloco, $U = V = 0$. A superfície superior da cavidade move-se com velocidade constante de modo que $U = 1$ e $V = 0$.

As condições de contorno térmicas na cavidade correspondem à temperatura constante $\theta = 1$ na superfície superior, $Y = 1$, e temperatura constante $\theta = 0$ na superfície inferior $Y = 0$. As paredes laterais são adiabáticas $\partial\theta/\partial X = 0$.

As condições de contorno de compatibilidade térmica nas superfícies do bloco são mostradas na Figura 3.3. Obedecendo a condição de não escorregamento, em todos os pontos das superfícies do bloco têm-se $U = V = 0$.

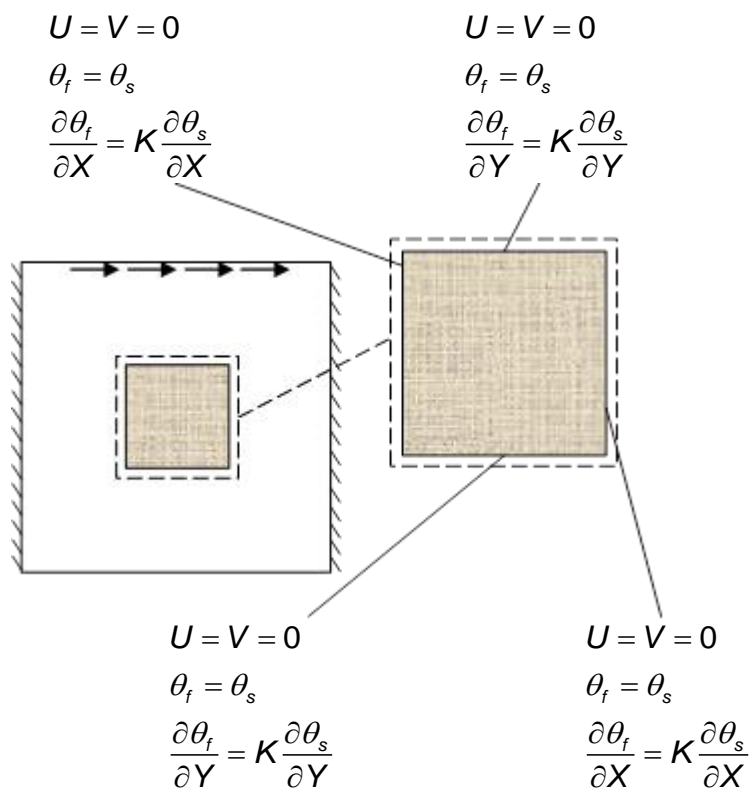


Figura 3.3: Condições de contorno de contorno de compatibilidade térmica nas superfícies do bloco.

Em cada superfície do bloco duas condições de contorno térmicas devem ser especificadas para que a Equação (3.18) possa ser solucionada. Para que haja continuidade no perfil de temperaturas no interior da cavidade, a temperatura no domínio fluido e no sólido sobre as superfícies do bloco devem necessariamente ser iguais, i.e., $\theta_f = \theta_s$. Os subscritos f e s representam o fluido e o bloco sólido,

respectivamente. Adicionalmente, para que a equação da conservação da energia seja satisfeita, o fluxo térmico normal a uma superfície qualquer do bloco deve ser igual no domínio fluido e no domínio sólido. Portanto, sobre as superfícies horizontais do bloco pode-se escrever a Equação (3.23).

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial Y} = K \frac{\partial \theta_s}{\partial Y} \quad (3.23)$$

Sobre as superfícies verticais do bloco têm-se uma condição similar definida como a Equação (3.24).

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial X} = K \frac{\partial \theta_s}{\partial X} \quad (3.24)$$

Na Equação (3.23) e (3.24), o termo K corresponde à razão de condutividade térmica sólido-fluido que é definida de acordo como:

$$K = \frac{k_s}{k_f} \quad (3.25)$$

sendo k_s e k_f a condutividade térmica do fluido e do sólido, respectivamente.

3.7 Parâmetros de avaliação

A avaliação da transferência de calor por convecção mista é realizada através do número de Nusselt, Nu . Esse parâmetro é calculado sobre as superfícies $Y = 1$ e $Y = 0$ através da Equação (3.26) e (3.27), respectivamente.

$$Nu = - \frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{Y=1} \quad (3.26)$$

$$Nu = - \frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{Y=0} \quad (3.27)$$

O número de Nusselt médio, \overline{Nu} , é calculado sobre a superfície superior, $Y = 1$ e definido através da Equação (3.28).

$$\overline{Nu} = \int_0^1 -\frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{Y=1} \quad (3.28)$$

Empregando-se o número de Nusselt é possível estimar o coeficiente médio de transferência de calor na superfície, dado por:

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h}H}{k_f} \quad (3.29)$$

sendo \overline{h} o coeficiente médio de transferência de calor. O fluxo de calor é calculado utilizando-se o coeficiente de transferência de calor e a diferença de temperaturas. Dessa maneira, quanto maior for o valor de \overline{Nu} , maior é o valor do fluxo térmico, q'' , através da superfície.

$$q'' = \overline{h}(T_Q - T_F) \quad (3.30)$$

Para que a equação da conservação da energia seja satisfeita no interior da cavidade, o fluxo térmico através da superfície $Y = 1$ deve necessariamente ser igual na superfície $Y = 0$. Como a condutividade térmica do fluido, k_f , é arbitrada como constante (Seção 3.3), o coeficiente de película médio, \overline{h} , sobre a superfície $Y = 1$ é idêntico na superfície $Y = 0$. Dessa maneira, o \overline{Nu} sobre o topo deslizante é igual ao sobre a base.

As linhas de correntes são empregadas para a avaliação da morfologia e da intensidade das circulações no interior da cavidade. A função linha de corrente é definida através da Equação (3.31).

$$\Psi = \int_0^1 U dY = -\int_0^1 V dX \quad (3.31)$$

O valor das linhas de corrente é adimensional e varia de zero nas superfícies imóveis até um valor mínimo que representa a circulação de máxima velocidade. A intensidade das linhas de corrente é apresentada em módulo, $|\Psi|$. Para cada resultado, são apresentadas nove linhas de correntes com incremento constante.

Outra importante ferramenta de análise são os perfis de temperatura constante, pois através deles é possível visualizar regiões de estratificação e de homogeneidade térmica no interior da cavidade. São apresentadas nove isotermas com um incremento constante de $\Delta\theta = 0,1$ para cada resultado.

3.8 Síntese do capítulo

Nesse capítulo, as equações de conservação são apresentadas separadamente para o domínio fluido e o sólido na forma dimensional, Equação (3.3) a (3.6), e adimensional, Equação (3.14) a (3.18). Todas as equações atendem às hipóteses simplificadoras do fenômeno físico. As condições de contorno do problema correspondem à velocidade nula nas superfícies da cavidade e do bloco, $U = V = 0$, e velocidade $U = 1$ na superfície superior da cavidade. A temperatura do fundo da cavidade, $\theta = 0$, é menor do que do topo, $\theta = 1$, e as paredes laterais são adiabáticas, $\partial\theta/\partial X = 0$. Nas superfícies do bloco são aplicadas condições de compatibilidade térmica através da igualdade da temperatura, $\theta_f = \theta_s$, e do fluxo de calor, $q_f'' = q_s''$, no domínio fluido e no sólido. São introduzidos os parâmetros de avaliação da transferência de calor por convecção mista que constituem o número de Nusselt, as isotermas e as linhas de corrente.

4 MODELAGEM NUMÉRICA

Nesse capítulo é apresentada brevemente a modelagem numérica das equações de conservação através do método dos volumes finitos. O método numérico utilizado na solução das equações da Seção 3.5 é apresentado juntamente com os de interpolação. As ferramentas computacionais empregadas são o ANSYS ICEM para a construção da geometria e geração de malhas e o ANSYS FLUENT para a solução das equações de conservação.

4.1 Método dos volumes finitos

A dificuldade de se solucionar as equações de conservação apresentadas na Seção 3.5 reside na presença de termos diferenciais parciais não lineares e acoplamentos com equações de estado termodinâmico. Visando contornar a dificuldade com a obtenção da solução analítica, o método numérico dos volumes finitos é utilizado para a obtenção de uma solução aproximada, porém coerente com o fenômeno físico em questão.

Inicialmente, a geometria é dividida em um número finito de volumes, *Vol*, através da geração de uma malha. O exemplo de uma malha uniforme de 100 por 100 volumes para a cavidade preenchida com um bloco de dimensão $B=0,3$ é mostrada pela Figura 4.1.

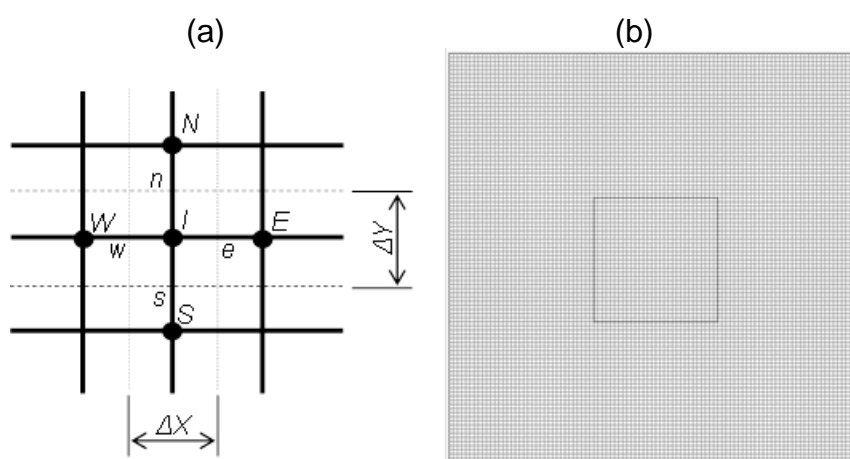


Figura 4.1: Esquema representativo da malha; (a) Volume de controle bidimensional para discretização das equações modeladoras. (b) Malha e uniforme de 100x100 volumes para a configuração de cavidade $B=0,3$.

Na Figura 4.1, o volume demarcado em cinza corresponde a um volume de controle centrado em um nó I que tem como vizinho o nó N ao norte, W a oeste, S a sul e E a leste. As faces do volume de controle cinza denominam-se n ao norte, w a oeste, s ao sul e e a leste. As dimensões das faces do volume de controle correspondem a ΔX e ΔY na direção x e y , respectivamente.

O transporte de uma propriedade qualquer Θ é analisado individualmente sobre cada volume Vol através da aplicação de uma equação de transporte global (ANSYS®FLUENT *Theory Guide*).

$$\int_{Vol} \frac{\partial(\rho\Theta)}{\partial t} dV + \oint \rho\Theta\vec{V}.d\vec{A} = \oint D_{\Theta}\nabla\Theta.d\vec{A} + \int_{Vol} Z_{\Theta}dV \quad (4.1)$$

A integral de volume do lado esquerdo da igualdade representa a variação do valor da propriedade Θ dentro do volume Vol no tempo t . Quando apenas o regime permanente de transporte é levado em conta, esse termo é zero. A integral de superfície do lado esquerdo da igualdade é computada sobre um elemento diferencial de área $d\vec{A}$ das superfícies do volume Vol . Essa integral de superfície modela o transporte de Θ pelo movimento global do fluido com velocidade \vec{V} . A integral de superfície disposta ao lado direito do sinal de igual representa um balanço do transporte da propriedade Θ por transporte difusivo em um elemento diferencial de área $d\vec{A}$ das superfícies de Vol . O coeficiente de difusão D_{Θ} é o parâmetro de transporte associado com a propriedade estudada. Por fim, a integral de volume ao lado esquerdo da igualdade representa o efeito das forças de corpo Z_{Θ} sobre o volume Vol .

Substituindo os valores adequados nos termos da Equação (4.1), as Equações (3.3) a (3.6) são obtidas. A Tabela 4.1 lista os termos a serem substituídos para a obtenção das equações da conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia.

Tabela 4.1: Termos empregados na equação de transporte global para a convecção mista.

Equação da conservação da:	θ	D_θ	Z_θ
Massa:	1	0	0
Quantidade de movimento em x :	u	μ	$-\frac{\partial p}{\partial X}$
Quantidade de movimento em y :	v	μ	$-\frac{\partial p}{\partial Y} + g\beta\rho_f(T - T_F)$
Energia no fluido:	T_f	$\frac{k_f}{c_{pf}}$	0
Energia no sólido:	T_s	$\frac{k_f}{c_{pf}}$	0

A Equação (4.1) na forma discreta já com as devidas hipóteses (Seção 3.3) pode ser escrita como:

$$\sum_{i=1}^4 \rho_i \theta_i \vec{V}_i \cdot \vec{A}_i = \sum_{i=1}^4 D_\theta \nabla \theta_i \cdot \vec{A}_i + Z_\theta \nabla \quad (4.2)$$

sendo que o subscrito i denota cada uma das 4 faces (n, w, s, e) de um volume de controle bidimensional.

O valor de θ é computado ao centro do volume de controle, I , mas a Equação (4.2) utiliza os valores da propriedade transportada nas superfícies do volume de controle. Os valores de θ são estimados através de mecanismos de interpolação.

Em decorrência dos escoamentos no interior de cavidades apresentarem-se como circulações, os fluxos de transporte nem sempre estão normais às respectivas superfícies dos volumes. Desse modo, faz-se necessário empregar métodos de interpolação que levem em conta a direção do escoamento para determinar o valor de θ nas superfícies de cada volume de controle (VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995). O método QUICK, utilizado nesse trabalho, emprega a interpolação quadrática ponderada do valor de θ em três nós para estimar o valor de θ na superfície. Esse método é utilizado para a interpolação da temperatura e da velocidade.

O transporte da propriedade θ depende da magnitude e da direção do campo de velocidade local e, conseqüentemente, do campo de pressão. A influência da pressão não é adequadamente representada nas equações de transporte de quantidade de movimento na forma discreta. Uma solução para esse problema é o emprego de uma malha deslocada para o cálculo das componentes da velocidade. Basicamente, calculam-se propriedades escalares como a massa específica e temperatura nos nós da malha e utiliza-se uma malha deslocada para o cálculo da pressão em nós centrados nas superfícies n, w, s, e dos volumes de controle (VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995). Na ferramenta computacional ANSYS FLUENT, a pressão é interpolada através do esquema PRESTO. Após a estimativa do campo de pressão, o campo de velocidades é calculado através do algoritmo de acoplamento semi-implícito SIMPLE.

4.2 Critério de convergência

A solução é tida como convergida mediante a estabilização da soma ponderada das variáveis (componentes da velocidade e temperatura) em todos os nós da geometria. A expressão da soma dos resíduos ponderados é indicada pela Equação (4.3), sendo a e b constantes dos métodos de interpolação. Adicionalmente, o valor no qual ocorre a estabilização é monitorado de modo que $R_\theta < 10^{-5}$.

$$R_\theta = \frac{\sum_{VolumeP} \left| \sum_{i=1}^4 a_i \theta_i + b_\theta - a_i \theta_i \right|}{\sum_{VolumeP} |a_i \theta_i|} \quad (4.3)$$

4.3 Síntese do capítulo

Nesse capítulo, o método numérico dos volumes finitos é sucintamente abordado para a solução das equações de conservação apresentadas na Seção 3.5. Os esquemas de interpolação utilizados para as simulações são o QUICK para a velocidade e a temperatura e o PRESTO para a pressão. O acoplamento entre a pressão e a velocidade é realizado através do algoritmo SIMPLE.

5 RESULTADOS

Nesse trabalho, a convecção mista em uma cavidade porosa quadrada com o topo deslizante é numericamente simulada visando analisar a influência dos parâmetros relativos ao escoamento e à cavidade sobre a transferência de calor e as circulações. Os parâmetros do escoamento constituem o número de Grashof, Gr , e o número de Reynolds, Re , enquanto que os parâmetros da cavidade são a dimensão do bloco, B , e a razão de condutividade térmica sólido-fluido, K . A apresentação e discussão dos resultados para as simulações realizadas visam à devida compreensão do fenômeno físico. Para tanto, são realizadas simulações da cavidade sem bloco mediante a variação do Gr e do Re . Na sequência resultados do teste de malha para a cavidade contendo um bloco sólido são apresentados. A análise de cada variável do problema é realizada em seções separadas, sendo que primeiramente é estudada a influência da variação do tamanho do bloco. Na sequência, é discutida a influência da variação do Re , do Gr , do número de Richardson e, por fim, do parâmetro K . Antes da apresentação dos resultados, são reproduzidos e verificados alguns resultados.

5.1 Problemas de verificação

Alguns resultados de problemas relacionados com esse trabalho são reproduzidos visando embasar tecnicamente a modelagem numérica da convecção mista em uma cavidade porosa com o topo deslizante. Devido à escassez de publicações que tratem especificamente da geometria e das condições de contorno propostas na Seção 3.6, as verificações numéricas são realizadas em etapas através da reprodução dos trabalhos de:

- House *et al.* (1990) e Lee *et al.* (2005) sobre convecção natural em cavidade quadrada preenchida com um bloco central condutor de calor;
- Islam *et al.* (2013) acerca de convecção mista em cavidade quadrada com o topo deslizante preenchida com um bloco sólido isotérmico;
- Cheng (2011) e Iwatsu *et al.* (1993) a respeito de convecção mista em cavidade quadrada limpa (sem bloco) com o topo deslizante.

5.1.1 Convecção natural em cavidade quadrada preenchida com um bloco central condutor de calor.

A primeira etapa da verificação consiste na reprodução de resultados de trabalhos sobre a convecção natural em cavidade porosa heterogênea. Os artigos estudados discutem os efeitos da variação das propriedades termo-hidráulicas sobre a transferência de calor.

A influência da variação do número de Rayleigh e da condutividade térmica do bloco sólido é estudada por Lee *et al.* (2005). As condições de contorno consistem em temperatura T_Q no fundo da cavidade quadrada e temperatura T_F no topo, de modo que $T_Q > T_F$. O tamanho do bloco é mantido constante em um terço do lado da cavidade, $B = 1/3$. Os resultados são apresentados na Tabela 5.1 através da comparação do \overline{Nu} calculado sobre a superfície inferior. O intervalo de Ra analisado compreende regimes predominantemente condutivos até o limite de ocorrência de escoamento laminar. A malha utilizada é uniforme com 300 por 300 volumes.

Tabela 5.1: Verificação do \overline{Nu} com resultados da literatura para a convecção natural em cavidade preenchida com um bloco e gradiente térmico vertical.

K	Ra	Lee <i>et al.</i> (2005)	[Presente trabalho]
0,1	10^3	0,810	0,825
	10^4	2,310	2,310
	10^5	3,850	3,845
	10^6	6,300	6,304
1	10^3	1,000	1,000
	10^4	2,130	2,121
	10^5	3,880	3,845
	10^6	6,290	6,305
10	10^3	1,270	1,261
	10^4	1,560	1,588
	10^5	3,940	3,939
	10^6	6,310	6,315

Para todas as configurações de cavidade, o aumento do Ra resulta no aumento do \overline{Nu} . Adicionalmente, a variação do \overline{Nu} com o aumento do Ra é mais acentuada para $K=0,1$.

A influência da razão de condutividade térmica sobre a transferência de calor depende também da configuração do escoamento. Para $Ra=10^6$, as dimensões das plumas são pequenas quando comparadas com o tamanho da cavidade. Desse modo, o bloco está localizado em uma região de fluido na qual os gradientes térmicos são desprezíveis quando comparados com os sobre a superfície inferior. Diante dessas circunstâncias, o fluido que está em contato com o bloco pode ser considerado como quiescente e a variação do K pouco influencia o \overline{Nu} . Por outro lado, para valores do Ra menores, a pluma é mais espessa e a região de fluido quiescente diminui em tamanho de modo que o bloco passa a interferir na transferência de calor. Para $Ra=10^3$, a variação de $K=0,1$ para $K=10$ eleva o \overline{Nu} em aproximadamente 54%.

Conforme é demonstrado pela verificação com os resultados de Lee *et al.* (2005), a interferência do bloco com a camada limite (pluma) pode influenciar a transferência de calor mediante a variação do Ra e das propriedades da cavidade. Outra verificação de resultados é realizada com o trabalho de House *et al.* (1990). O problema consiste na simulação numérica de uma cavidade quadrada submetida a gradiente térmico horizontal (superfícies horizontais adiabáticas). Os valores do \overline{Nu} são mostrados na Tabela 5.2.

Tabela 5.2: Verificação do \overline{Nu} com resultados da literatura para a convecção natural em cavidade preenchida com um bloco aquecida horizontalmente.

Ra	K	B	House <i>et al.</i> (1990)	[Presente trabalho]
10^5	0,2	0,5	4,290	4,320
10^5	5	0,5	4,601	4,625
10^6	0,2	0,9	2,395	2,418
10^6	5	0,9	3,812	3,811

A malha utilizada na simulação é uniforme com 300 por 300 volumes. Para $Ra=10^6$ (Tabela 5.2), a introdução do bloco $B=0,9$ interfere na formação da pluma de modo que os gradientes térmicos do fluido entram em contato com a superfície do

bloco. Dessa maneira, o aumento do K eleva o \overline{Nu} por oferecer um caminho termicamente menos resistivo para a transferência de calor. Por outro lado, para $Ra=10^5$ e $B=0,5$, a pluma desenvolve-se sobre as superfícies da cavidade sem sofrer interferência do bloco. O bloco, por sua vez, encontra-se em uma região na qual o fluido pode ser considerado como quiescente. Dessa maneira, a variação do K pouco influencia o \overline{Nu} . Para um mesmo valor de K , o aumento do Ra associado com o aumento do tamanho do bloco diminui o \overline{Nu} em decorrência da interferência do bloco na pluma.

5.1.2 Convecção mista em cavidade quadrada com o topo deslizante preenchida com um bloco sólido isotérmico

A convecção mista em uma cavidade quadrada com o topo deslizante contendo um bloco sólido ao centro é estudada por Islam *et al.* (2013). As superfícies do bloco são isotérmicas e estão a uma temperatura superior das paredes da cavidade, também isotérmicas. Os valores do \overline{Nu} calculados através de uma ponderação do Nu nas quatro paredes do bloco são comparados na Tabela 5.3, mostrada abaixo.

Tabela 5.3: Verificação do \overline{Nu} com resultados da literatura para a convecção mista em cavidade preenchida com um bloco para $Re=100$.

B	Ri	Islam <i>et al.</i> (2013)	[Presente trabalho]
$\frac{1}{8}$	0,1	7,599	7,530
	1	7,729	7,586
	10	12,210	11,994
$\frac{1}{4}$	0,1	5,610	5,505
	1	5,600	5,539
	10	8,017	7,863
$\frac{1}{2}$	0,1	5,283	5,331
	1	5,326	5,336
	10	5,759	5,645
$\frac{3}{4}$	0,1	8,872	8,782
	1	8,872	8,782
	10	8,872	8,787

As simulações são realizadas com uma malha uniforme de 300 por 300 volumes de controle. Para a configuração em questão, o número de Reynolds é constante em $Re=100$ e o número de Richardson (Seção 3.5) é variado. O aumento do Ri intensifica a transferência de calor por convecção natural no interior da cavidade. No entanto, à medida que a dimensão do bloco é aumentada, a variação do \overline{Nu} com o Ri torna-se menos acentuada. Para a dimensão do bloco $B=3/4$, a variação do \overline{Nu} mediante a variação do Ri é desprezível.

Para um mesmo Ri , o aumento do tamanho do bloco de $B=1/8$ para $B=1/2$ restringe a região disponível para o fluido escoar no interior da cavidade e reduz o \overline{Nu} . Por outro lado, para $B=3/4$, o fluido é forçado a escoar mais próximos das paredes da cavidade, ocasionando a intensificação dos gradientes térmicos.

Geometricamente, o problema estudado por Islam *et al.* (2013) é similar à geometria mostrada na Figura 3.2. No entanto, as condições de contorno utilizadas diferem das consideradas na Seção 3.6. Conforme é analisado na Seção 2.3, em uma CTD cujo topo é mantido a uma temperatura superior à do fundo, o escoamento pode apresentar estratificação horizontal dos perfis de temperatura mediante as variações de propriedades termo-hidráulicas. Na sequência são reproduzidos resultados de problemas nos quais uma cavidade limpa (sem bloco) com o topo deslizante é submetida a um gradiente vertical de temperatura.

5.1.3 Convecção mista em cavidade quadrada limpa com o topo deslizante

Duas situações distintas são analisadas para cavidades limpas (sem blocos sólidos no interior) submetidas a gradientes verticais de temperatura. No primeiro caso, o fundo da cavidade é mantido a uma temperatura superior em relação ao topo, ocasionando, desse modo, uma configuração gravitacionalmente instável na qual a convecção natural se estabelece espontaneamente. A instauração da convecção forçada ocorre devido ao deslizamento da superfície superior. Esse problema é estudado por Cheng (2011) que mantém o número de Richardson constante e incrementa o número de Reynolds e o de Grashof proporcionalmente. Os resultados são apresentados na Figura 5.1 para $Ri=1$ através de um gráfico da variação do \overline{Nu} em função do Re . A malha utilizada nas simulações é uniforme com

256 por 256 volumes de controle. Considerando o número de Richardson constante, o incremento do Re aumenta o \overline{Nu} . No entanto, a intensidade da transferência de calor não cresce continuamente. A abrupta queda no \overline{Nu} deve-se a mudanças na estrutura do escoamento (CHENG, 2011).

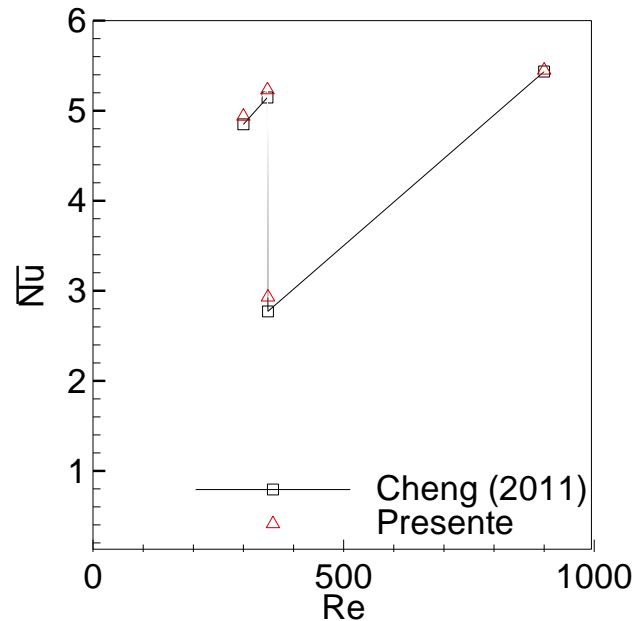


Figura 5.1: Verificação do \overline{Nu} com resultados da literatura para a convecção mista em uma cavidade limpa aquecida pelo fundo e resfriada pelo topo deslizante para $Ri=1,0$.

Para o segundo problema de verificação, a geometria corresponde a uma cavidade quadrada com o topo deslizante. A temperatura do topo é superior à do fundo e as superfícies laterais são adiabáticas. Esse problema é estudado por Iwatsu *et al.* (1993) e a verificação dos resultados é realizada através da comparação do \overline{Nu} e apresentada na Tabela 5.4. As simulações são realizadas com uma malha uniforme de 128 por 128 volumes. Esse problema é de interesse para esse trabalho, uma vez que as condições de contorno térmicas e hidráulicas utilizadas são semelhantes às apresentadas na Figura 3.2.

Tabela 5.4: Verificação do \overline{Nu} com resultados da literatura para a convecção mista em uma cavidade sem bloco com a base resfriada e a superfície deslizante aquecida.

Re	Gr	Iwatsu <i>et al</i> (1993)	[Presente trabalho]
100	10^2	1,940	2,039
	10^4	1,340	1,400
	10^6	1,020	1,020
400	10^2	3,620	4,082
	10^4	3,620	3,843
	10^6	1,220	1,181
1000	10^2	6,330	6,579
	10^4	6,290	6,530
	10^6	1,770	1,762

Devido às condições de aquecimento vertical, o fluido encontra-se em uma condição gravitacionalmente estável, i.e., a convecção natural não ocorre espontaneamente. Isso se deve ao fato do fluido de menor massa específica situar-se sobre o fluido de maior massa específica, não sendo possível, dessa maneira, estabelecer o escoamento unicamente através do desbalanceamento das forças de empuxo e das viscosas. Desse modo, o movimento translacional do topo da cavidade é fundamental para o estabelecimento da convecção forçada e da convecção natural. Diante dessas circunstâncias, considerando constante o Gr (Tabela 5.4), o aumento do Re acarreta a intensificação da circulação de fluido e o beneficiamento da transferência de calor, como pode ser observado pelo aumento do \overline{Nu} . Por outro lado, considerando o Re constante, o incremento do Gr implica a diminuição do valor do \overline{Nu} . Esse comportamento indica que a convecção natural e a forçada coexistem no interior da cavidade em um aspecto competitivo pela predominância da transferência de calor. Enquanto o topo deslizante movimenta o fluido aquecido em direção ao fundo da cavidade, a convecção natural desloca o fluido aquecido novamente às adjacências da superfície superior.

Adicionalmente, o \overline{Nu} tende para valores de ordem unitária (Tabela 5.4) mediante a variação do Gr de 10^4 para 10^6 . A abrupta variação do \overline{Nu} indica que há alguma mudança significativa na estrutura do escoamento a qual é discutida na Seção 5.2 com a apresentação de alguns resultados para a simulação da cavidade limpa (sem a interferência do bloco).

5.2 Resultados para a simulação da cavidade sem interferência do bloco sólido

De acordo com os resultados de Iwatsu *et al.* (1993), a convecção natural e a forçada coexistem no interior da cavidade. Os parâmetros adimensionais relacionados com a intensidade da convecção natural e da forçada correspondem ao número de Reynolds e ao número de Grashof, respectivamente.

Nessa seção, uma cavidade limpa, sem bloco em seu interior, com as condições de contorno mostradas na Figura 5.2 é simulada. Para a cavidade limpa, a dimensão do bloco é arbitrada como zero, $B=0$.

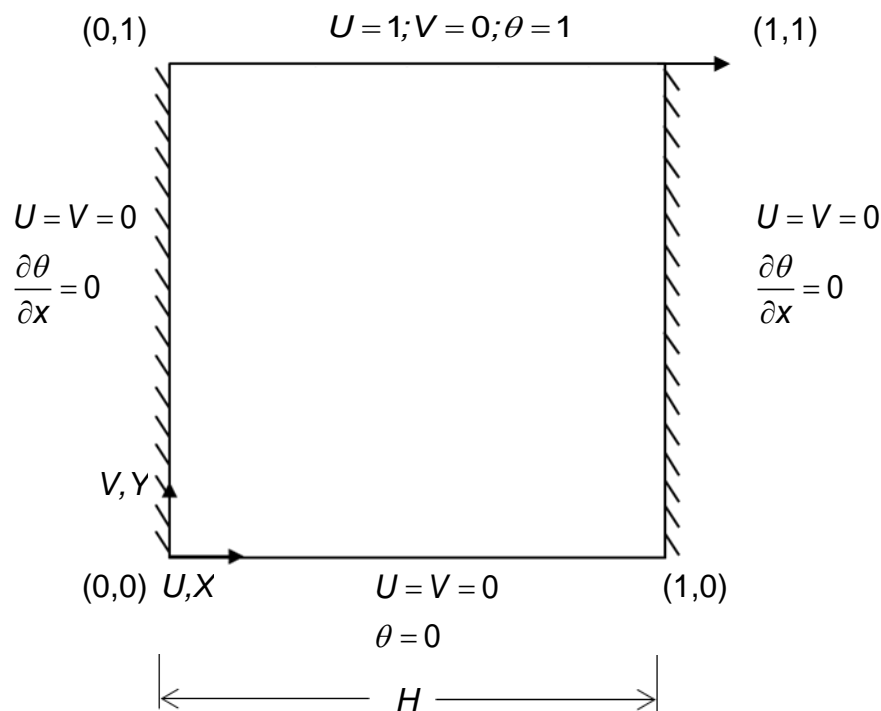


Figura 5.2: Geometria e condições de contorno para uma cavidade quadrada limpa com o topo deslizante.

Os resultados são apresentados na Figura 5.3 através das isotermas e das linhas de corrente para $Gr=10^5$ e três valores do Re . Para $Re=100$ ($Ri=10,0$), nas proximidades da base, não há linhas de corrente e as isotermas estão estratificadas horizontalmente. Logo, o fluido nessa região pode ser considerado como quiescente e, conseqüentemente, o calor é predominantemente transferido por condução ($\overline{Nu} \approx 1$). As linhas de corrente, por sua vez, estão concentradas nas proximidades do topo deslizante, indicando uma região de intensa circulação.

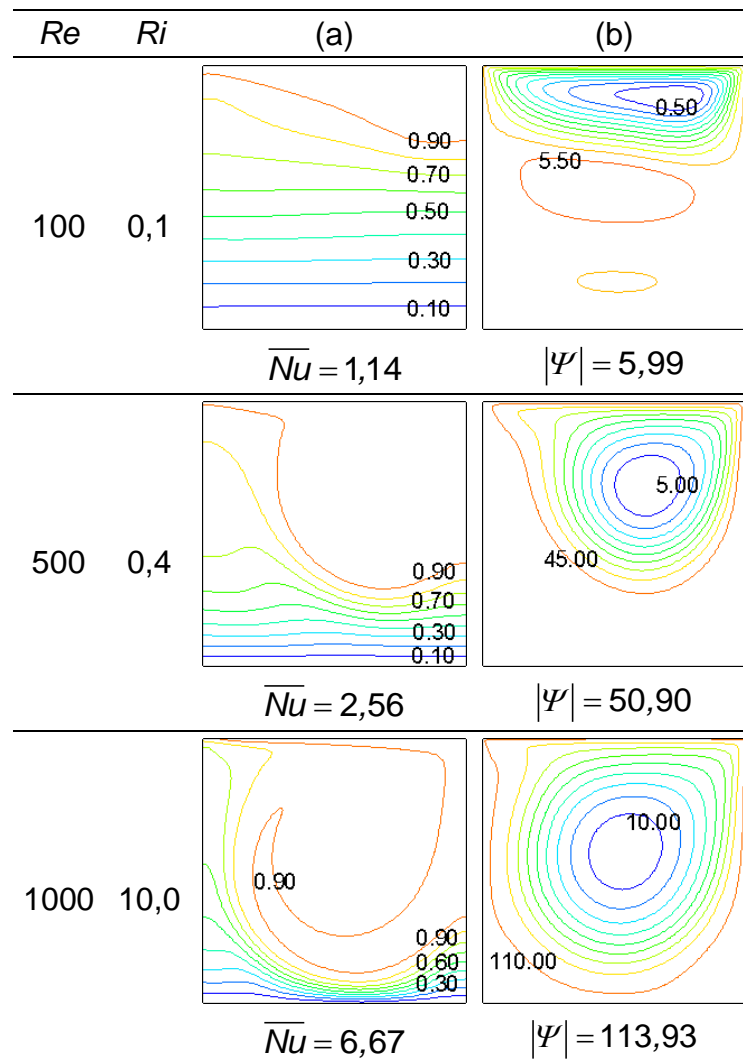


Figura 5.3: Resultados para a variação do Re em uma cavidade sem bloco para $Gr=10^5$. (a) isotermas. (b) linhas de corrente.

Para $Re=500$ ($Ri=0,4$), a aproximação das isotermas do fundo da cavidade (Figura 5.3) indica maior vazão de fluido na região e, conseqüentemente, o favorecimento da transferência de calor por convecção. Para $Re=1000$ ($Ri=0,1$), as linhas de corrente estão em todo o interior da cavidade ocupando regiões anteriormente preenchidas com fluido quiescente. A linha de corrente de máxima intensidade encontra-se mais próxima das paredes, indicando que ao centro da cavidade a circulação de fluido é pequena. As isotermas concentram-se prioritariamente sobre a base, demonstrando aumento da intensidade da circulação e acarretando o aumento do \overline{Nu} .

Considerando $Gr = 10^5$ e $Re = 100$, o número de Richardson corresponde a 10, indicando que a convecção natural age mais intensamente do que a forçada.

Porém, para essa configuração de escoamento, a transferência de calor no interior da cavidade não ocorre por convecção natural e sim por condução, haja vista que as forças de empuxo tendem a estagnar o fluido no hemisfério inferior da cavidade. Esse comportamento pode ser observado na Figura 5.4 (a) a qual mostra o número de Nusselt local, Nu , em função da abscissa X sobre a base ($Y=0$) e o topo deslizante ($Y=1$). A curva $Y=1$ demonstra que o valor do Nu diminui vigorosamente ao longo do comprimento da superfície, indicando a ocorrência da transferência de calor por convecção. A queda no Nu deve-se ao crescimento das dimensões da camada limite o qual reduz o valor do gradiente térmico. Por outro lado, a curva $Y=0$ está aproximadamente constante em um valor de ordem unitária em todo o comprimento do fundo da cavidade, caracterizando transferência de calor por condução.

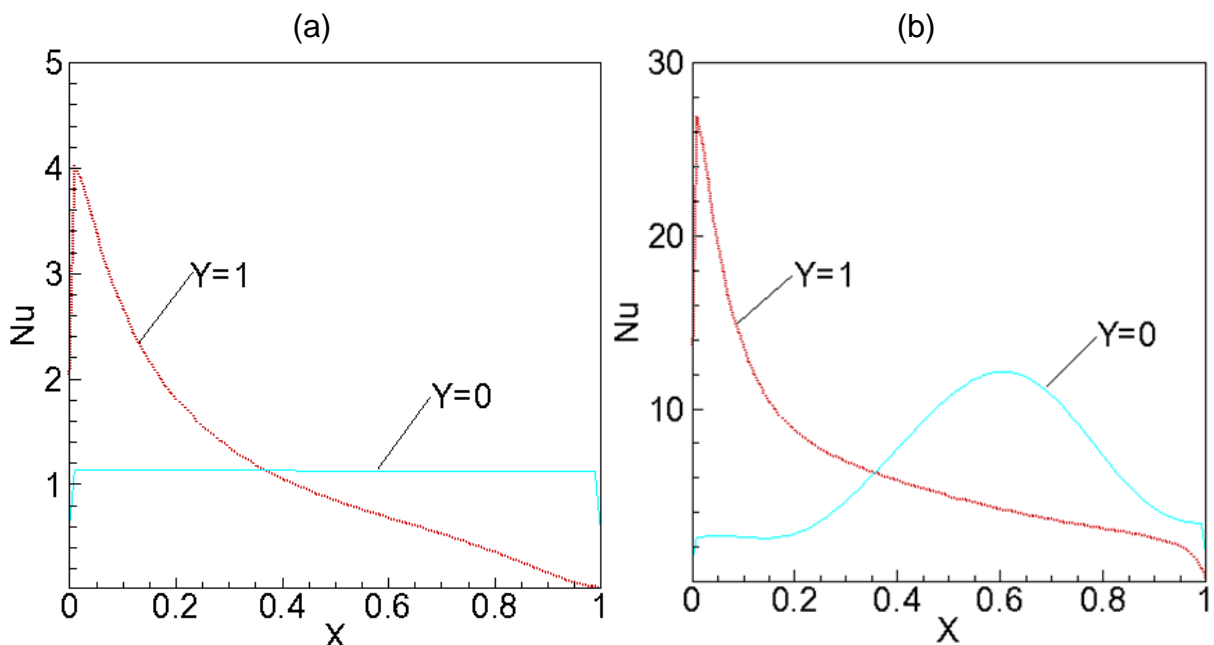


Figura 5.4: Nu sobre a base ($Y=0$) e o topo deslizante ($Y=1$) de uma cavidade sem bloco com $Gr=10^5$. (a) $Re=100$. (b) $Re=1000$.

Para $Re=1000$, tem-se $Ri=0,1$ que é um indicativo da predominância da convecção forçada na transferência de calor. Isso pode ser observado na Figura 5.3 pela presença de circulações em todo o interior da cavidade. Além disso, a Figura 5.4 (b) mostra a variação do Nu em relação à abscissa X sobre as superfícies isotérmicas (base e topo). Para $Y=0$, o Nu cresce em intensidade até aproximadamente $X \approx 0,6$, onde as isotermas estão mais concentradas sobre a

respectiva superfície, e depois decresce até zero. Para $Y=1$, o comportamento do Nu é similar ao apresentado para $Re=100$. Sob essas circunstâncias, a convecção forçada é predominante na transferência de calor no interior da cavidade.

O aumento do Re intensifica a circulação de fluido e tende a expandir a região convectiva em direção ao fundo da cavidade, aumentando a transferência de calor. Desse modo, o aumento do Re favorece o estabelecimento da convecção e, conseqüentemente, favorece a transferência de calor.

O número de Grashof também influencia o escoamento e a transferência de calor. O Gr é definido de acordo com a Equação (3.22) e está associado com a intensidade da convecção natural. Para um Re constante, o aumento do Gr favorece a ação das forças de empuxo no interior da cavidade.

O efeito da variação do número de Grashof é mostrado na Figura 5.5 considerando $Re=500$. Para $Gr=10^3$ ($Ri=0,004$), a disposição das linhas de corrente e das isotermas indica a predominância da transferência de calor por convecção forçada. Para $Gr=10^5$ ($Ri=0,4$), a ausência de linhas de corrente nas proximidades da base demonstra que o fluido está estagnado nessa região e que o calor pode apenas ser difundido. Para $Gr=10^6$ ($Ri=4,0$), a região convectiva é restringida à adjacência do topo deslizante, como pode ser observado pela concentração de linhas de corrente nessa zona. Nas proximidades do fundo, as isotermas estão estratificadas horizontalmente. O calor é transferido apenas por condução, como também pode ser observado pelo \overline{Nu} de ordem unitária ($\overline{Nu}=1,30$). Para $Gr=10^7$ ($Ri=40,0$), a intensidade da circulação de fluido diminui, reduzindo o \overline{Nu} .

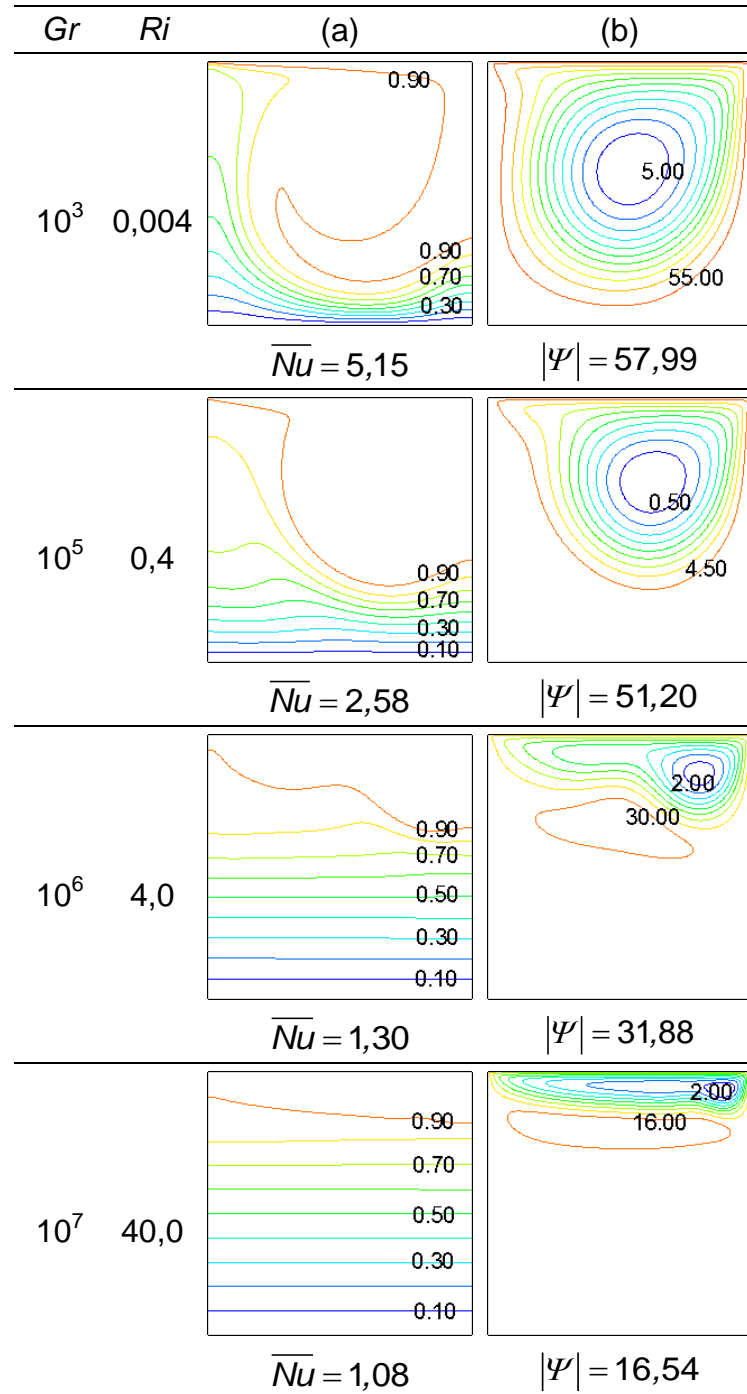


Figura 5.5: Resultados para a variação do Gr em uma cavidade sem interferência do bloco para $Re=500$. (a) isothermas. (b) linhas de corrente.

O aumento do Gr tende a reduzir a intensidade da circulação de fluido e a estratificar os perfis de temperatura horizontalmente, decrescendo a transferência de calor. Além disso, o incremento do Gr tende a estagnar o fluido, instaurando no interior da cavidade um regime de transferência de calor predominantemente condutivo. O incremento do Gr para um Re constante está relacionado com o

aumento no número de Richardson, acarretando dessa forma na intensificação da atuação das forças de empuxo.

Os resultados expostos nessa seção estão de acordo com as discussões apresentadas por Iwatsu *et al.* (1993) e embasam teoricamente a interpretação dos resultados para uma CTD preenchida com um bloco sólido e condutor de calor.

Os resultados apresentados são obtidos através de simulações numéricas que utilizam malhas uniformes de 100 por 100 volumes. Na sequência são apresentados os parâmetros estudados nesse problema e o teste de malha.

5.3 Parâmetros do problema

No presente trabalho, a convecção mista em uma cavidade quadrada com o topo deslizante idealizada de acordo com a Figura 3.2 é numericamente investigada para as condições de contorno descritas na Seção 3.6. Os valores arbitrados das variáveis do problema são apresentados na Tabela 5.5. Os valores máximos dos parâmetros do escoamento (Gr e Re) são selecionados visando garantir escoamento estritamente laminar. Os parâmetros da cavidade correspondem ao tamanho do bloco, B , e a razão de condutividade térmica sólido-fluido, K . O tamanho de bloco nulo, $B=0$ representa a cavidade limpa. O número de Prandtl, Pr , é arbitrado com valor unitário para todos os casos.

Tabela 5.5: Resumo dos parâmetros adimensionais do problema.

Variável	Valor
Gr	$10^3; 10^4; 10^5; 10^6; 10^7$
Re	100; 250; 500; 750; 1000
B	0; 0,3; 0,6; 0,9
K	0,1; 0,5; 1,0; 5,0; 10,0
Pr	1

A influência da introdução do bloco sólido e do tamanho do bloco é detalhada na Seção 5.5. A variação do Re é discutida na Seção 5.6 para dois valores do Gr e $K=1$. A influência da variação do Gr é apresentada na Seção 5.7 para todas as configurações de cavidade, três valores do número de Reynolds e $K=1$. Por fim, a influência da razão de condutividade térmica sólido-fluido é apresentada na Seção 5.9 para os três tamanhos de bloco e quatro configurações de escoamento.

5.4 Teste de malha

O teste de malha é realizado objetivando-se identificar a quantidade de volumes de controle da malha (Figura 4.1) necessária para que os perfis de temperatura e de velocidade sejam devidamente calculados através do método dos volumes finitos. Para a realização do teste, uma configuração de cavidade é simulada em malhas contendo diferentes números de volumes de controle. Na sequência, os resultados são comparados através da Equação (5.1). O subscrito *malha2* representa o valor da propriedade θ calculado a partir de uma malha contendo um número de volumes de controle superior à da malha com o subscrito *malha1*.

$$EP = \frac{|\theta_{malha2} - \theta_{malha1}|}{\theta_{malha2}} \times 100\% \quad (5.1)$$

O teste de malha é realizado com malhas uniformes de 50 por 50, 100 por 100 e 200 por 200. Os resultados são comparados com o objetivo de obter um erro percentual menor do que 2 %.

A Tabela 5.6 mostra o \overline{Nu} calculado a partir de malhas com diferentes números de volumes de controle utilizadas na simulação de uma variedade de configurações de escoamento para a cavidade contendo o bloco de dimensão $B=0,9$. Essa configuração de cavidade é identificada como o caso mais crítico porque ao redor do bloco deve haver uma quantidade de volumes de controle suficiente para o cálculo com aceitável acurácia dos campos de pressão, velocidade e temperatura.

Tabela 5.6: Teste de malha através da comparação do \overline{Nu} para a configuração $B=0,9$.

K	Re	Gr	50x50	100x100	EP	200x200	EP
0,1	100	10^3	0,638	0,639	0,134	0,639	0,080
		10^7	0,202	0,202	0,092	0,202	0,048
	1000	10^3	6,146	6,219	1,169	6,239	0,111
		10^7	0,222	0,228	2,355	0,231	1,495
1	100	10^3	1,162	1,162	0,039	1,162	0,001
		10^7	1,001	1,001	0,020	1,001	0,011
	1000	10^3	6,075	6,127	0,840	6,170	0,700
		10^7	1,077	1,096	1,737	1,108	1,067
10	100	10^3	4,986	4,990	0,088	4,992	0,040
		10^7	4,960	4,964	0,087	4,966	0,041
	1000	10^3	7,091	7,144	0,742	7,183	0,538
		10^7	5,321	5,378	1,047	5,409	0,587

Na Tabela 5.6 é possível identificar que, em alguns casos, a malha de 50 por 50 volumes é capaz de convergir para resultados com erro percentual inferior a 2%. Entretanto, para $Re=1000$ e $Gr=10^7$ o erro percentual encontra-se fora do limite estipulado, sendo necessário utilizar a malha de 100 por 100 volumes.

A combinação dos parâmetros do escoamento pode gerar situações críticas mesmo que os valores do Gr e do Re não sejam tão elevados. O número de Richardson apresentado na Seção 3.5 é uma medida relativa da predominância da convecção natural sobre a forçada. Uma configuração crítica é encontrada para $Ri=1$, uma vez que a convecção forçada e a natural agem em igual intensidade no interior da cavidade. Um teste de malha adicional para os casos nos quais a combinação dos parâmetros do escoamento (Gr e Re) resulta em $Ri=1$ é apresentado na Tabela 5.7. Para $Gr=10^6$ e $Re=1000$, os erros percentual para $K=0,1$ e $K=1$ são maiores do que 2% para a malha de 100 por 100 volumes. Para esses casos, uma simulação adicional com uma malha 300x300 é realizada.

Tabela 5.7: Teste de malha através da comparação do \overline{Nu} para a configuração $B=0,9$ com $Ri=1$.

Gr	Re	K	50x50	100x100	EP	200x200	EP	300x300	EP
10^4	100	0,1	0,618	0,621	0,505	0,622	0,152		
		10	4,986	4,990	0,088	4,992	0,040		
10^6	1000	0,1	3,153	3,504	10,025	3,687	5,224	4,186	0,649
		1	3,765	4,020	6,359	4,159	3,450	3,723	0,961
		10	6,556	6,648	1,386	6,703	0,827		

A Tabela 5.7 mostra que a utilização de uma malha de 200x200 volumes é suficiente para a obtenção de resultados com erro percentual inferior a 2%. Os erros percentuais em relação à malha de 300x300 volumes estão dentro do limite de tolerância estipulado e correspondem a $EP=0,649\%$ e $EP=0,961\%$ para $K=0,1$ e $K=1$, respectivamente.

Através dos resultados dos expostos na Tabela 5.6 e Tabela 5.7 é possível concluir que, para a configuração $B=0,9$, a combinação dos parâmetros do escoamento pode originar situações críticas nos quais uma malha mais refinada é necessária. Para a maioria dos casos, a utilização de uma malha de 50 por 50 volumes é suficiente para a obtenção de soluções de precisão cujo erro percentual é inferior a 2%. Entretanto, as simulações são realizadas com uma malha uniforme de 100 por 100 para garantir que os perfis de temperatura e velocidade sejam adequadamente calculados nos pequenos canais ao redor da obstrução sólida. Para a malha de 100 por 100 volumes, entre as paredes da cavidade e o bloco há 5x100 volumes de controle em cada canal C . Para a configuração de escoamento $Gr=10^6$ e $Re=1000$, é utilizada uma malha uniforme de 200 por 200 volumes.

O teste de malha é também realizado para a geometria $B=0,3$ para as configurações dos parâmetros do escoamento que resultam em $Ri=1$. Os resultados são mostrados na Tabela 5.8. A utilização de uma malha de 50 por 50 volumes é capaz de gerar resultados com erro percentual dentro do limite estabelecido. Entretanto é utilizada nas simulações uma uniforme de 100 por 100 volumes em decorrência dos motivos expostos no parágrafo anterior.

Tabela 5.8: Teste de malha através da comparação do \overline{Nu} para a configuração $B=0,3$ com $Ri=1$.

K	Re	Gr	50x50	100x100	EP
0,1	100	10^4	1,265	1,272	0,546
	1000	10^6	1,166	1,170	0,345
10	100	10^4	1,706	1,712	0,367
	1000	10^6	1,692	1,707	0,898

O teste de malha indica que a utilização de uma malha uniforme de 100 por 100 volumes é suficiente para a obtenção de resultados com erro percentual inferior a 2% em quase todas as configurações de escoamento e geometria. Todavia, são identificados dois casos que requerem malhas mais refinadas. Para escoamentos com $Gr = 10^3$ e $Re = 1000$ para a configuração $B = 0,9$ com $K = 0,1$ ou $K = 1$, uma malha uniforme de 200 por 200 volumes é adotada para a solução das equações de conservação. Para o mesmo escoamento em questão na cavidade contendo o bloco de dimensão $B = 0,6$, a malha de 200 por 200 volumes também é utilizada.

A maioria das simulações desse trabalho é realizada utilizando malhas uniformes de 100 por 100 volumes. Entretanto, para as configurações de escoamento com $Gr = 10^6$ e $Re = 1000$ nas cavidades com os blocos de dimensão $B = 0,6$ e $B = 0,9$ é empregada uma malha uniforme de 200 por 200 volumes.

5.5 Resultados para a variação do tamanho do bloco

Na Seção 5.2 é discutido o efeito da variação dos parâmetros do escoamento sobre a circulação de fluido e a transferência de calor em uma cavidade limpa. Conforme é revisado na literatura, a inserção de um bloco sólido também pode influenciar o escoamento e a transferência de calor.

A Figura 5.6 mostra essa influência através das linhas de corrente e das isotermas para uma configuração de cavidade com $Re = 1000$, $K = 1$ e $Gr = 10^3; 10^7$. Considerando $Gr = 10^3$ e $Re = 1000$, a convecção forçada é predominante na transferência de calor, uma vez que $Ri = 0,001$. Para a cavidade sem bloco, não ocorre regiões de fluido quiescente. Em decorrência das circulações de maior intensidade situarem-se próximas das paredes da cavidade, a vazão de fluido nas proximidades da base da cavidade é elevada, como pode ser observado pela concentração de isotermas. Na região, não há isotermas, indicando que os

gradientes de temperatura são pequenos se comparados com os sobre a superfície superior. A introdução do bloco de dimensão $B=0,3$ reduz o valor das linhas de corrente de 119,78 para 72,76. O \bar{Nu} em relação à cavidade sem bloco é levemente aumentado, indicando que, apesar da redução na intensidade da circulação de fluido, as isotermas estão mais próximas das paredes da cavidade.

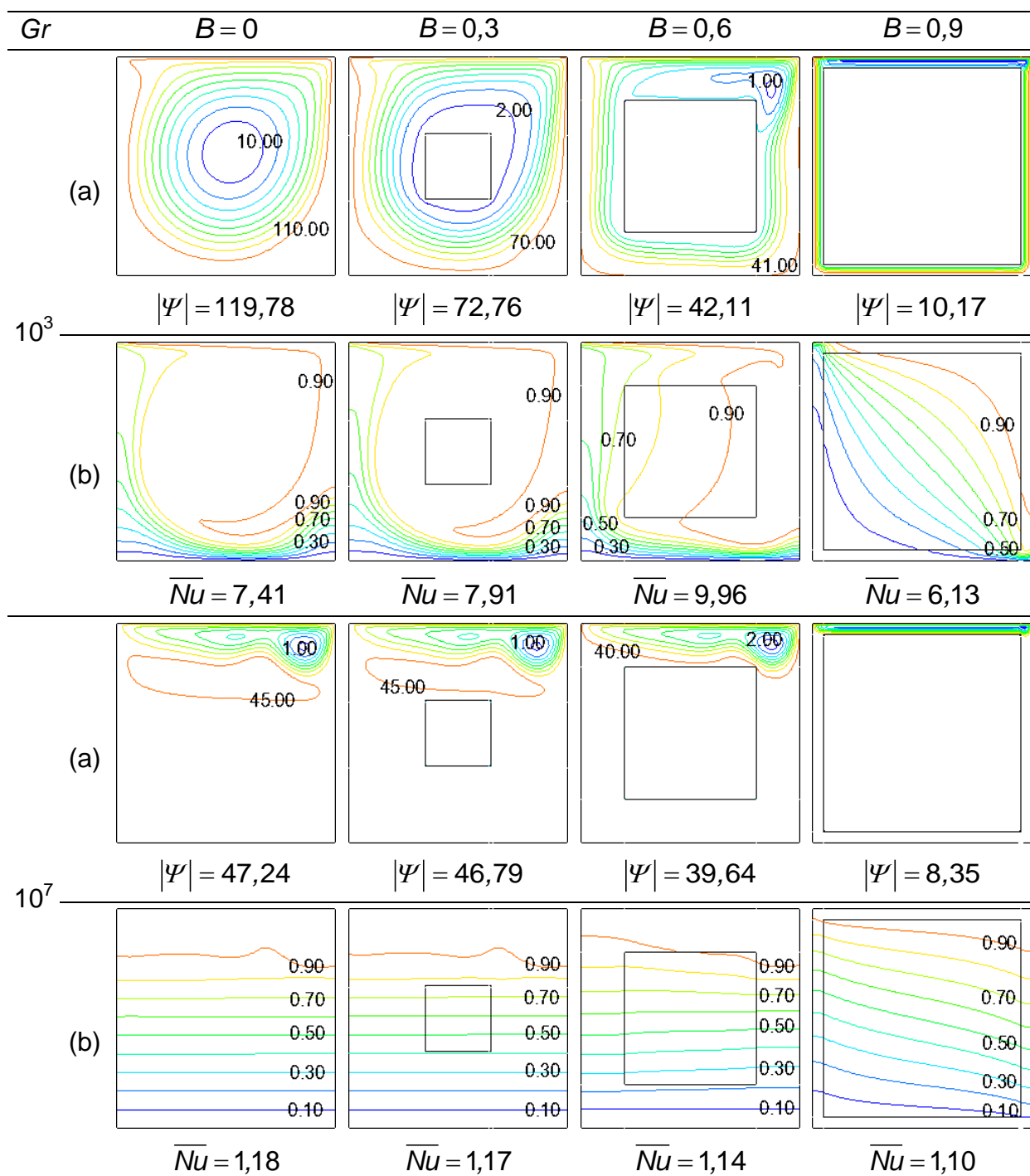


Figura 5.6: Resultados para a variação do tamanho do bloco para $Re=1000$ e $K=1$. (a) linhas de corrente. (b) isotermas.

Na Figura 5.6, considerando $Gr=10^3$, a introdução do bloco de dimensão $B=0,6$ reduz a intensidade da circulação em relação à cavidade contendo o bloco de lado $B=0,3$ em aproximadamente 42%. Entretanto, o \overline{Nu} aumenta pelo fato do escoamento se desenvolver mais próximo das superfícies, aproximando as isotermas das paredes da cavidade e intensificando os gradientes térmicos. Além disso, as linhas de corrente permanecem mais próximas umas das outras. Inserindo um bloco de dimensão $B=0,9$, a intensidade da circulação de fluido é drasticamente reduzida em relação à configuração de cavidade $B=0,6$ em aproximadamente 76%. Logo, a configuração de cavidade $B=0,9$ interfere mais no escoamento do que os demais blocos, de modo que e a baixa intensidade de circulação acarreta uma redução no \overline{Nu} .

Devido às condições de contorno do problema (Seção 3.6), o aumento do Gr reduz a intensidade da circulação de fluido e, conseqüentemente o \overline{Nu} (Seção 5.2). Adicionalmente, o fluido pode ser estagnado no hemisfério inferior da cavidade, caracterizando um estado difusivo de transferência de calor. Para $Gr = 10^7$ e $Re = 1000$ tem-se $Ri = 10$ de modo que os perfis de temperatura (Figura 5.6) estão estratificados e as linhas de correntes concentradas apenas nas adjacências do topo deslizante. Nessa circunstância, a introdução do bloco restringe a região de convecção, fazendo com que as circulações sejam confinadas no canal superior da cavidade e tenham sua intensidade reduzida. Devido à redução no valor de $|\Psi|$, o aumento do valor de B acarreta a redução no \overline{Nu} .

Conforme é discutido nos parágrafos anteriores, a influência do bloco sobre a convecção mista depende dos parâmetros do escoamento (Gr e Re). A Figura 5.7 (a) mostra a relação entre o valor da intensidade da circulação, $|\Psi|$, com o Gr para $Re=1000$ e $K=1$. A introdução do bloco reduz o valor do $|\Psi|$ para um mesmo Gr à medida que B é incrementado. Esse efeito deve-se ao fato do espaço disponível para o fluido escoar no interior da cavidade ser inversamente proporcional ao quadrado da dimensão do bloco (Seção 3.2).

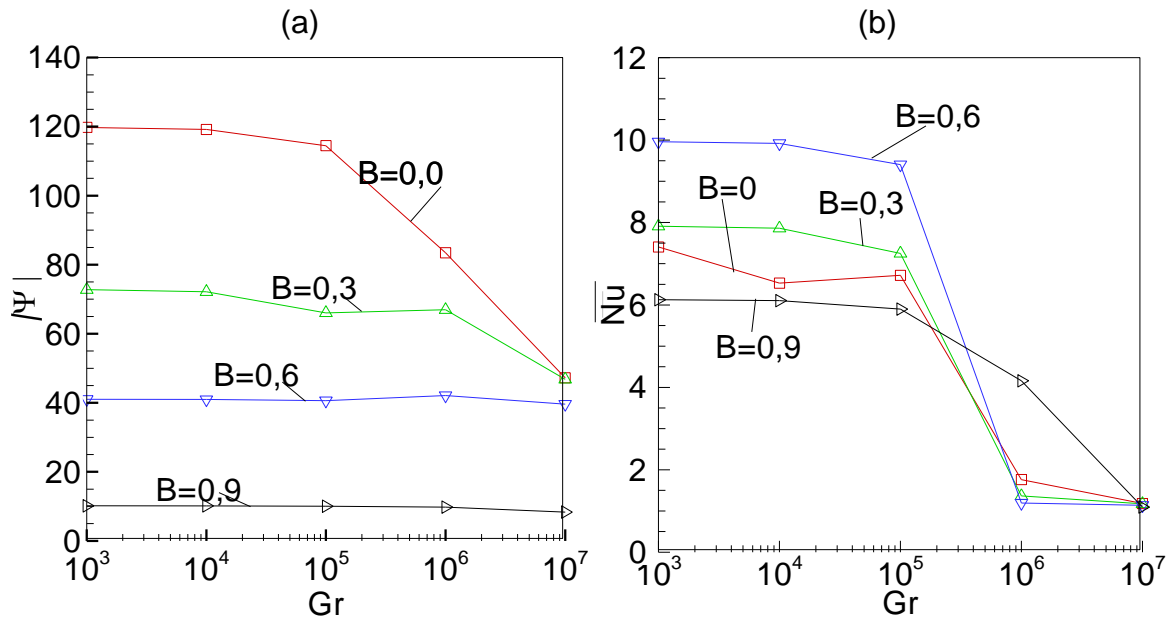


Figura 5.7: Efeito da presença do bloco na convecção mista para a variação do Gr com $Re=1000$ e $K=1$. (a) $|\Psi|$. (b) \overline{Nu}

Através da Figura 5.7 (a), observa-se que aumentando B , a variação de $|\Psi|$ com a variação do Gr torna-se menos acentuada. Para as configurações de cavidade $B=0,6$ e $B=0,9$ o valor de $|\Psi|$ é aproximadamente constante.

Na Figura 5.7 (b) é mostrado o comportamento do \overline{Nu} com a variação do Gr para a cavidade limpa e três tamanhos de bloco. O \overline{Nu} apresenta comportamento decrescente com o incremento do Gr , tendendo para valores unitários para $Gr=10^6$. A abrupta redução no valor do \overline{Nu} deve-se à estagnação do fluido no interior da cavidade. Na configuração $B=0,9$ a variação do \overline{Nu} com o aumento do Gr é menos acentuada do que nas outras configurações de cavidade.

A Figura 5.8 (a) mostra o comportamento de $|\Psi|$ com a variação do Gr para $Re=100$ e $K=1$. Para a cavidade sem bloco, o $|\Psi|$ diminui quase que uniformemente. A introdução do bloco de dimensão $B=0,3$ reduz a variação do $|\Psi|$ mediante a variação do Gr . Porém, devido às condições do escoamento, a inserção do bloco não consegue reduzir a variação do valor de $|\Psi|$ com o incremento do Gr tão eficientemente como no caso em que $Re=1000$. O bloco de dimensão $B=0,6$ não é capaz de manter o valor $|\Psi|$ aproximadamente constante e apenas o bloco $B=0,9$ consegue estabilizar $|\Psi|$ mediante a variação do Gr .

A Figura 5.8 (b) mostra o comportamento do \overline{Nu} com a variação do Gr para os três tamanhos de bloco e a cavidade limpa considerando $Re=100$. O \overline{Nu} diminui à

medida que o Gr é aumentado. O valor do \overline{Nu} na cavidade contendo o bloco de dimensão $B=0,9$ permanece estável.

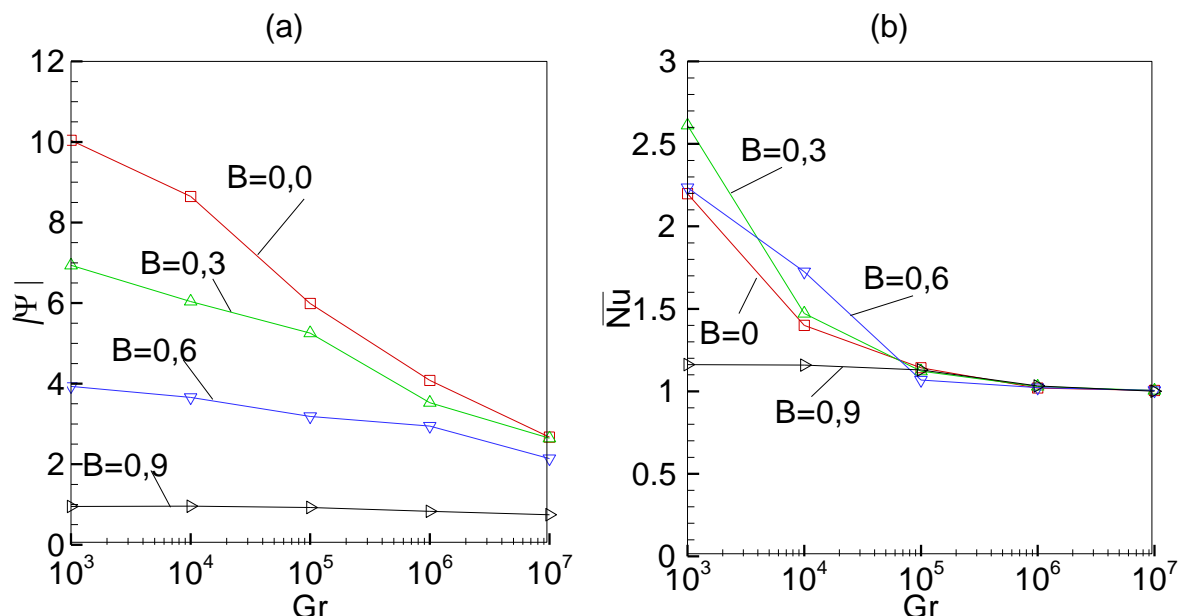


Figura 5.8: : Efeito da presença do bloco na convecção mista para a variação do Gr com $Re=100$ e $K=1$. (a) $|\Psi|$. (b) \overline{Nu} .

Diante dos resultados expostos, é possível verificar que a influência do bloco sobre a transferência de calor e as circulações depende dos parâmetros do escoamento (Gr e Re). Entretanto, em todos os casos a inserção do bloco resulta na redução da intensidade da circulação de fluido. Além disso, a introdução do bloco tende a estabilizar o valor da circulação mediante o aumento do Gr .

A variação do Gr e do Re para um mesmo tamanho de bloco exerce influência fundamental na transferência de calor por convecção mista. Na sequência, são apresentados os resultados da variação do número de Reynolds sobre as quatro configurações de cavidade estudadas para $K=1$.

5.6 Resultados para a variação do número de Reynolds

Conforme é discutido na Seção 5.2, a tendência do aumento do Re é aumentar a intensidade de circulação de fluido e, conseqüentemente, favorecer a transferência de calor por convecção. A Figura 5.9 (a) mostra o comportamento crescente do valor de $|\Psi|$ e com o aumento do Re para um escoamento em que são mantidos constantes $Gr=10^3$ e $K=1$. Corroborando a discussão acerca da introdução

do bloco na cavidade a (Seção 5.5), a variação do valor de $|\Psi|$ mediante o aumento do Re é menor quanto maior for o valor de B .

A Figura 5.9 (b) mostra a variação do \overline{Nu} em função da variação do Re . A transferência de calor é intensificada com o incremento do Re em decorrência do aumento da intensidade da circulação de fluido.

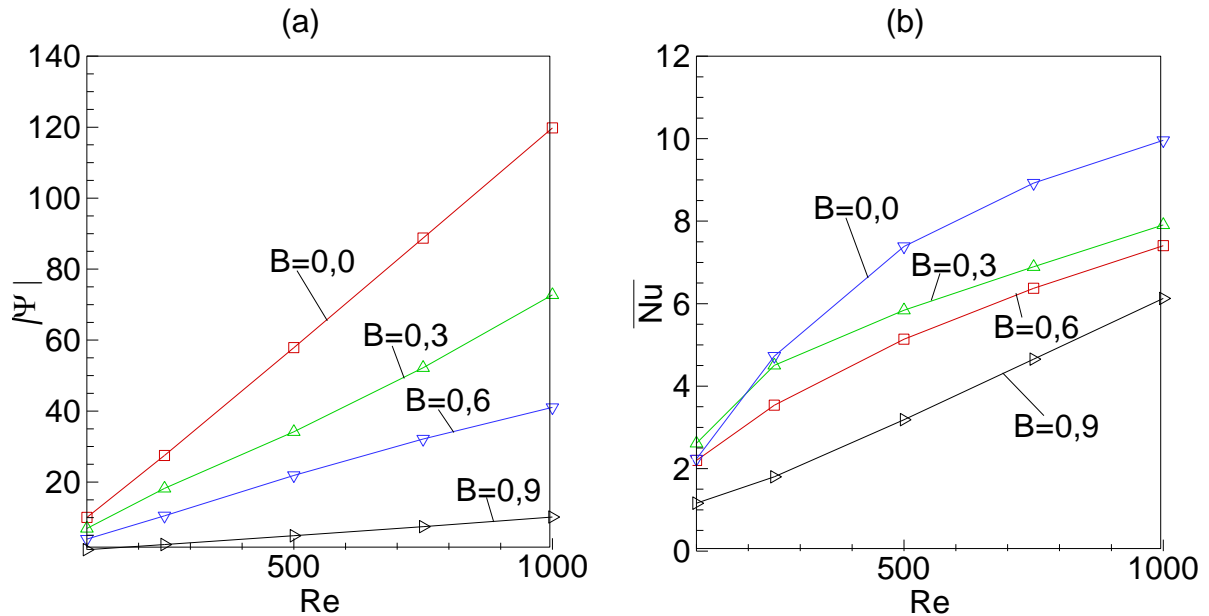


Figura 5.9: Efeito da variação do Re para $Gr=10^3$ e $K=1$. (a) $|\Psi|$. (b) \overline{Nu} .

O favorecimento da transferência de calor com o aumento do número de Reynolds é mostrado na Figura 5.10 através das linhas de corrente para um escoamento com $Gr=10^3$ e $K=1$. Ao lado de cada valor para o Re , é indicado o respectivo número de Richardson. Os valores para a intensidade máxima de circulação são expostos abaixo de cada configuração de cavidade. As isothermas e o valor do \overline{Nu} são mostrados na Figura 5.11. Considerando $Gr=10^3$, a convecção forçada é predominante para o intervalo de Re analisado nesse trabalho (Tabela 5.5), haja vista que $Ri \leq 0,1$.

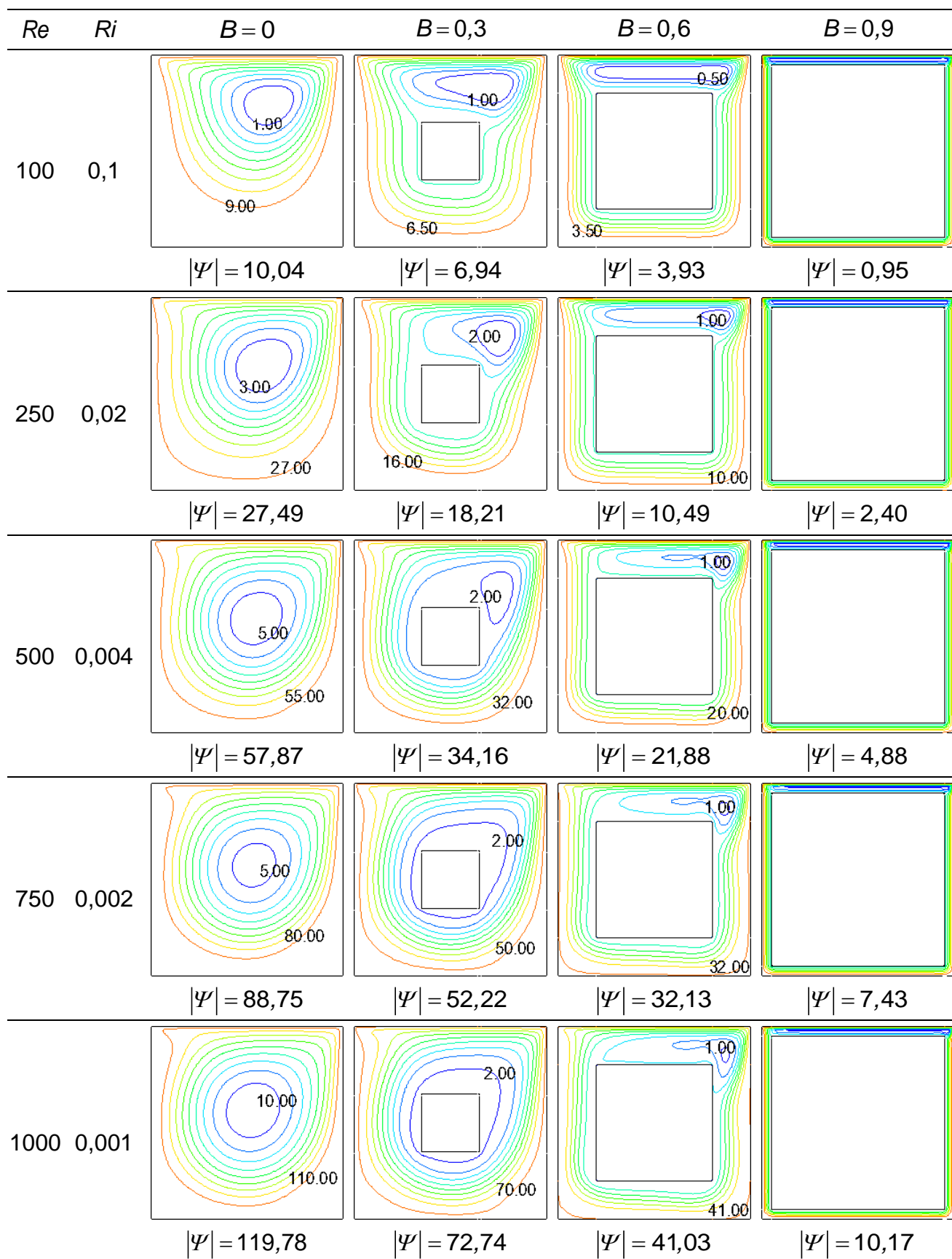


Figura 5.10: Resultados da variação do Re sobre as linhas de corrente para $Gr=10^3$ e $K=1$.

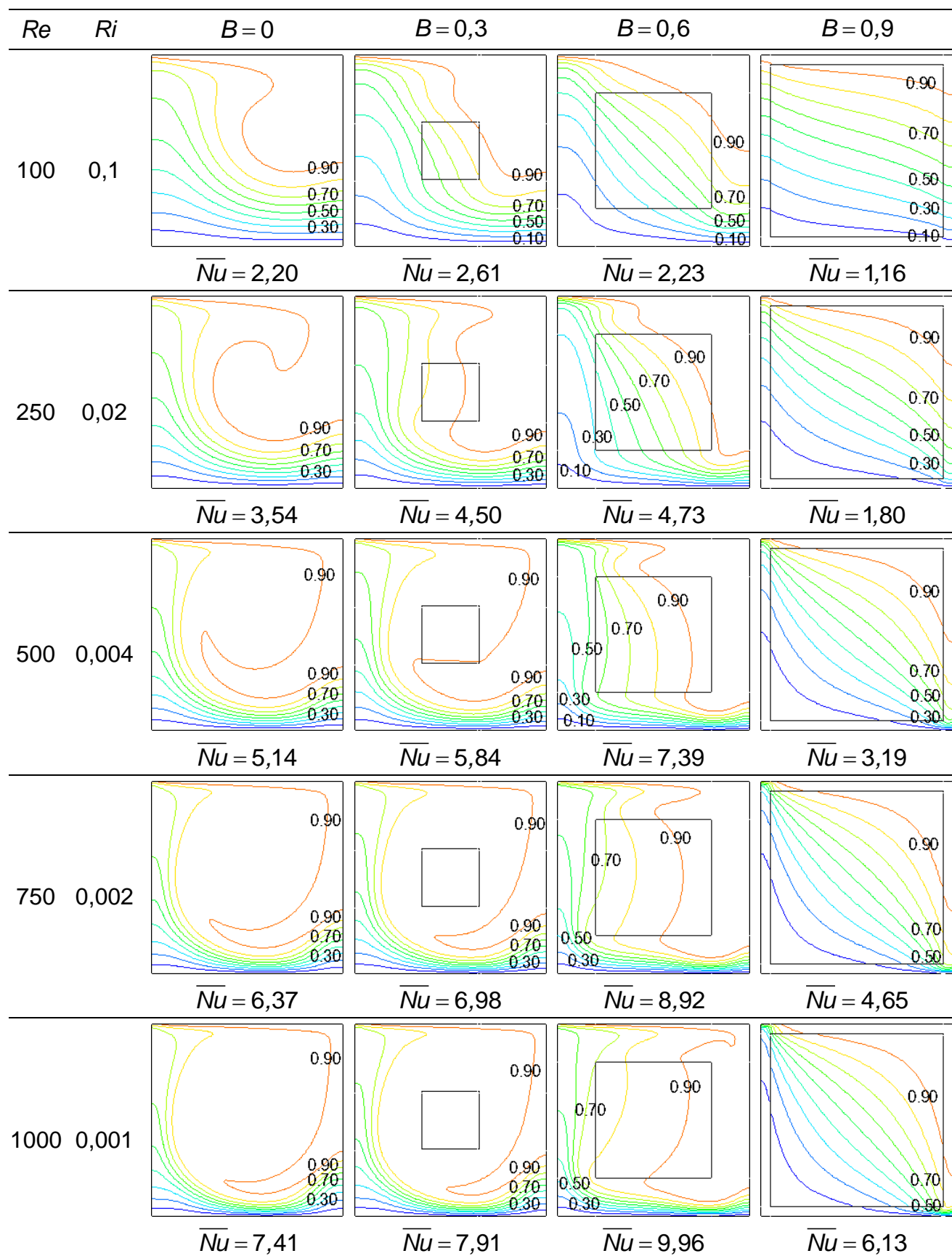


Figura 5.11: Resultados para a variação do Re sobre as isotermas para $Gr=10^3$ e $K=1$.

O aumento do Re faz com que as linhas de correntes (Figura 5.10) aproximem-se umas das outras e tendam a se concentrar sobre as paredes da cavidade. Para $Re=100$, as isotermas (Figura 5.11) estão estratificadas horizontalmente. À medida que o Re aumenta, as isotermas tendem a se concentrar sobre o fundo da cavidade, caracterizando aumento de vazão de fluido na região e, conseqüentemente, favorecimento da transferência de calor. Por favorecer a transferência de calor, o aumento do Re implica o aumento do \overline{Nu} .

Para os resultados apresentados, o número de Grashof é mantido constante em 10^3 . Considerando $Gr=10^5$, para o intervalo de Re simulado é possível observar a transição do tipo de transferência de calor de convecção para condução através das linhas de corrente na Figura 5.12 e das isotermas na Figura 5.13. Conforme é discutido na Seção 5.2, considerando $Re=100$ para as configurações de cavidade $B=0; 0,3; 0,6$ as linhas de corrente estão concentradas nas adjacências do topo deslizante, indicando presença de fluido quiescente nas proximidades da base da cavidade. Por outro lado, para a cavidade preenchida com o bloco de dimensão $B=0,9$, as linhas de corrente envolvem a obstrução sólida indicando que o fluido circula por todo o interior da cavidade. Esse efeito ocorre porque o fluido não é capaz de circular apenas no pequeno canal superior ao bloco $B=0,9$. Para todas as configurações de cavidade, as isotermas estão horizontalmente estratificadas para $Re=100$ e o \overline{Nu} tende para valores de ordem unitária. Mesmo para a cavidade contendo o bloco $B=0,9$ na qual há circulação de fluido, a baixa intensidade da circulação não favorece a transferência de calor.

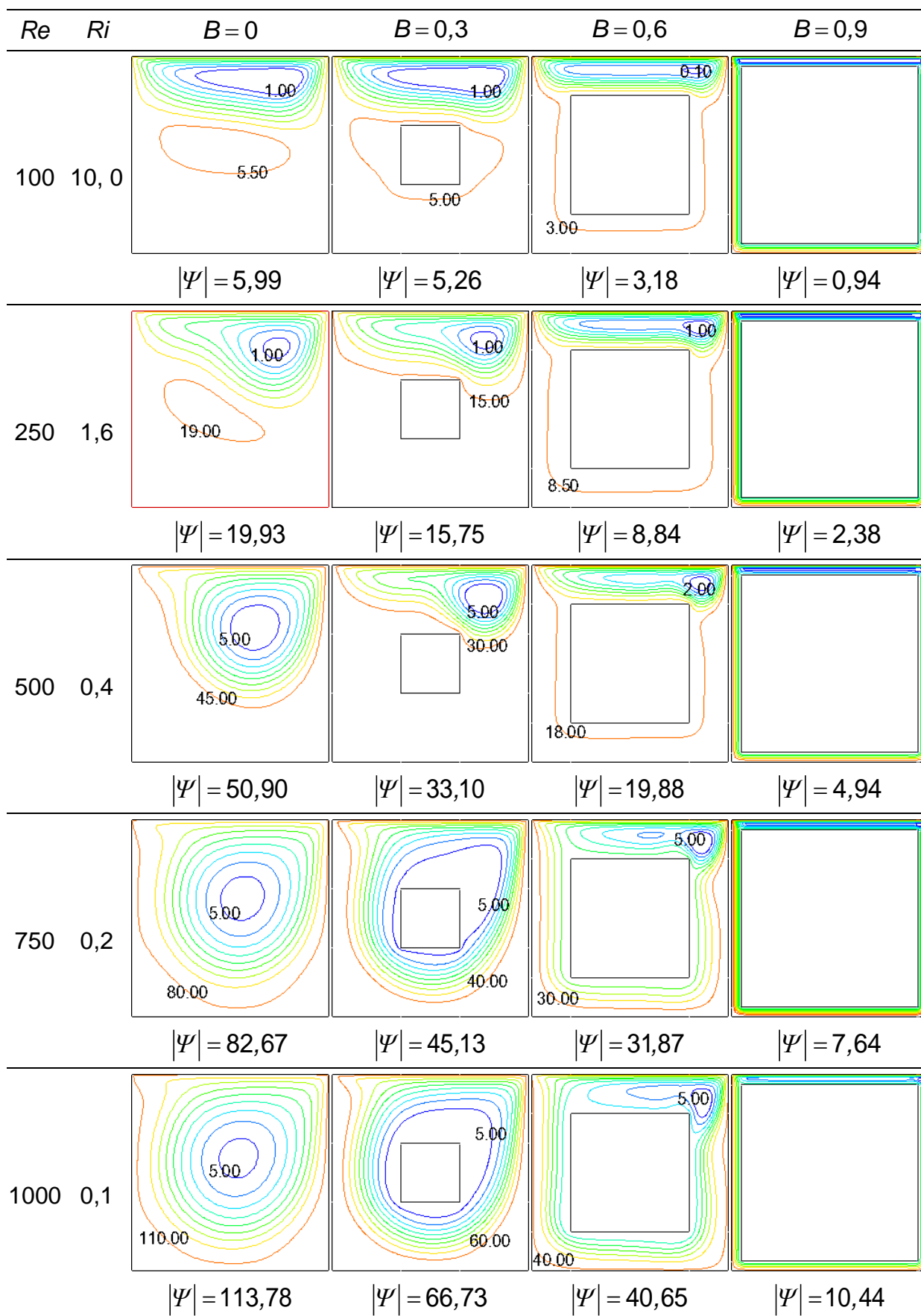


Figura 5.12: Resultados para a variação do Re sobre as linhas de corrente para $Gr=10^5$ e $K=1$.

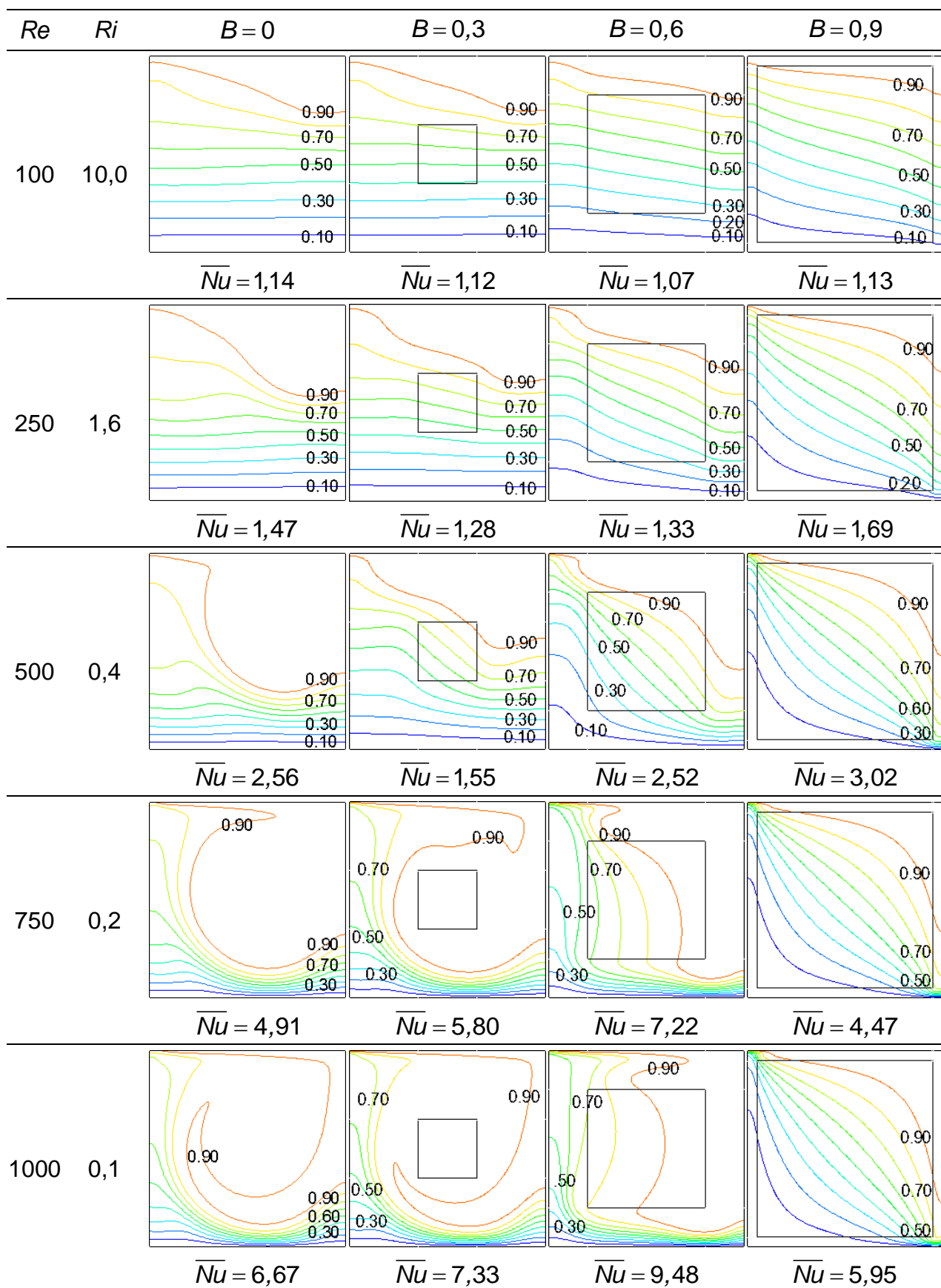


Figura 5.13: Resultados para a variação do Re sobre as isotermas para $Gr=10^5$ e $K=1$.

Na Figura 5.12 e Figura 5.13, é possível observar que a tendência do aumento do Re é expandir a região de circulação de fluido de modo que essa ocupe as regiões de fluido quiescente. Adicionalmente, as isothermas tendem a se concentrar sobre a base da cavidade. Devido a esses efeitos, a transferência de calor é beneficiada, conforme é demonstrado pelo crescimento no \overline{Nu} . Para $Re=750$, a convecção forçada é predominante sobre a natural, uma vez que $Ri=0,18$ e não são observadas regiões de fluido quiescente.

As linhas de corrente e as isothermas para $Gr=10^7$ e $K=1$ são mostradas pela Figura 5.14. Para $Gr=10^7$, a convecção natural é predominante sobre a forçada, já que para o intervalo de Re simulado tem-se $Ri \geq 10,0$. Para $Re=100$, as linhas de corrente estão concentradas apenas nas adjacências do topo deslizante, indicando a ocorrência de fluido quiescente no interior da cavidade. Conseqüentemente, as isothermas estão estratificadas horizontalmente em todas as configurações, demonstrando que o calor é transferido por condução ($\overline{Nu} \approx 1$). Incrementando o número de Reynolds para 1000, a intensidade das circulações aumenta significativamente. No entanto, o aumento da região convectiva não implica em um aumento substancial do \overline{Nu} , haja vista que a região inferior da cavidade ainda está preenchida com fluido quiescente e a condução é o único mecanismo de transferência de calor presente.

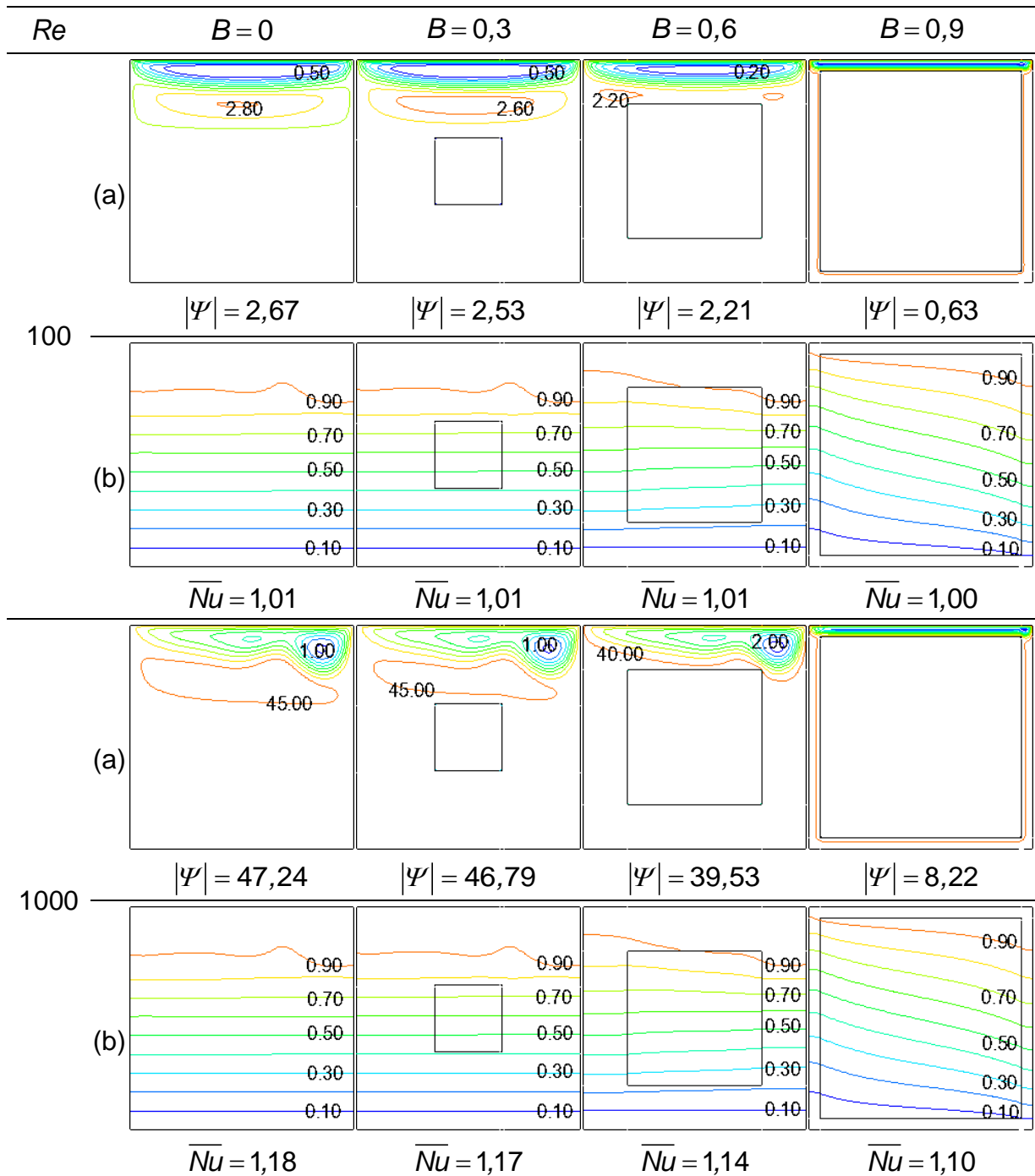


Figura 5.14: Resultados para $Re=100$ ($Ri=1000,00$) e $Re=1000$ ($Ri=10,00$) considerando $Gr=10^7$ e $K=1$. (a) Linhas de corrente. (b) Isotermas.

Conforme é discutido nessa seção, o aumento do número de Reynolds acarreta a intensificação da circulação de fluido no interior da cavidade e, conseqüentemente, tende a favorecer a transferência de calor por convecção. Adicionalmente, caso haja fluido estagnado pela ação das forças de empuxo, o incremento no número de Reynolds tende a expandir a região de circulação, reduzindo a área de fluido quiescente.

5.7 Resultados para a variação do número de Grashof

Conforme é observado na Seção 5.2, o aumento do Gr reduz a intensidade da circulação e, conseqüentemente, o valor do \overline{Nu} . Adicionalmente, o incremento no Gr tende a estagnar o fluido nas proximidades do fundo da cavidade, fazendo com que a transferência de calor na região ocorra por condução ($Nu \approx 1$).

O efeito da variação do Gr sobre a circulação de fluido é mostrado na Figura 5.15 para uma configuração de escoamento com $Re=1000$ e $K=1$. As respectivas isothermas são apresentadas na Figura 5.16. O intervalo de Gr simulado compreende desde escoamento nos quais há predominância da convecção forçada (para $Gr=10^3$ tem-se $Ri=0,001$) até a predominância da convecção natural (para $Gr=10^7$ tem-se $Ri=10$). Considerando $Re=1000$, para $Gr=10^6$ ($Ri=1$) é possível observar que, para os valores de $B=0;0,3;0,6$, o fluido pode ser considerado como quiescente no hemisfério inferior da cavidade, enquanto que as circulações estão concentradas no hemisfério superior. O respectivo \overline{Nu} desses casos tende a valores unitários, já que, devido à estagnação do escoamento, o calor é transferido por condução.

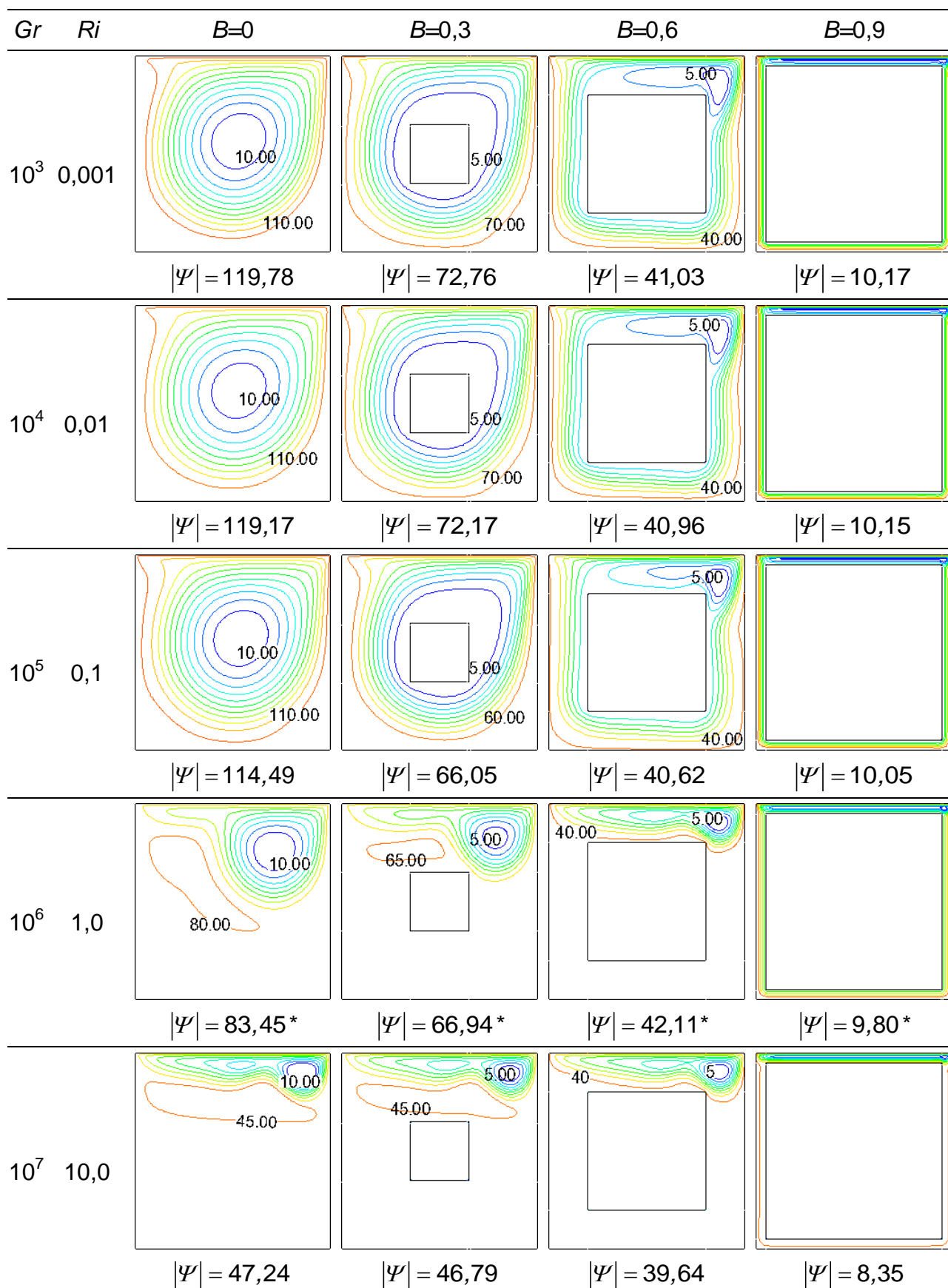


Figura 5.15: Resultados para a variação do Gr sobre as linhas de corrente para $Re=1000$ e $K=1$.

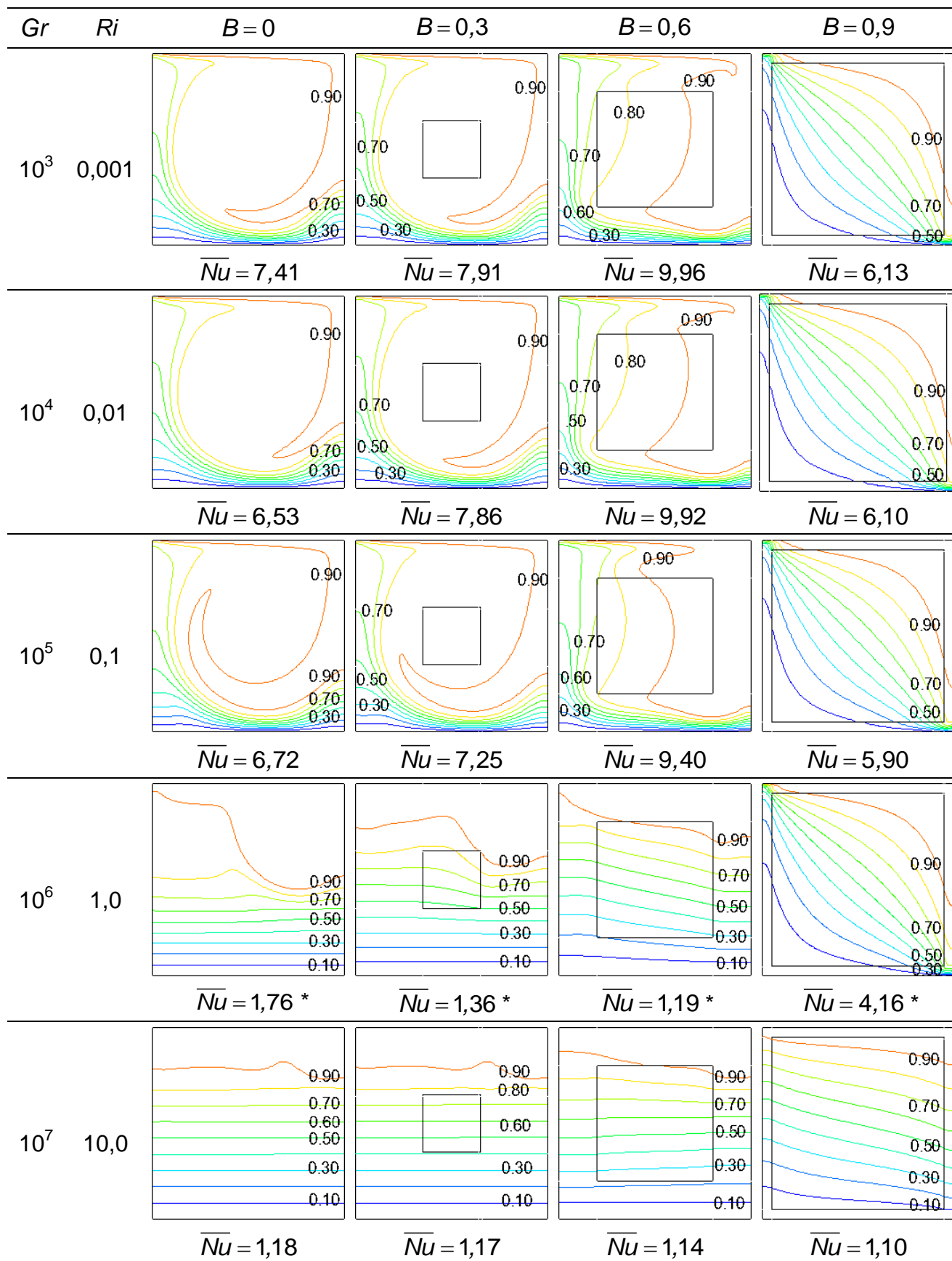


Figura 5.16: Resultados para a variação do Gr sobre as isothermas para $Re=1000$ e $K=1$.

*Malha uniforme de 200x200 volumes.

Para uma configuração de cavidade $B=0,3$ não contendo fluido estagnado em seu interior, o aumento do Gr não altera significativamente a morfologia das linhas de corrente (Figura 5.15). As respectivas isothermas (Figura 5.16) demonstram que o bloco está em uma região na qual os gradientes térmicos são pequenos se comparados com os gradientes térmicos sobre as superfícies horizontais. A intensidade dos gradientes térmicos sobre a base ($Y=0$) e o topo deslizante ($Y=1$) é apresentada na Figura 5.17 (a) para $Gr=10^3$, $Re=1000$ e $K=1$ através de um gráfico da variação do Nu com a abscissa X . A curva associada com a superfície $Y=1$ demonstra comportamento similar ao Nu da cavidade limpa (Seção 5.2). A curva que representa o Nu na superfície $Y=0$ cresce continuamente até aproximadamente $X \approx 0,6$, onde é verificado o Nusselt local máximo, Nu_{max} , e depois decresce continuamente até zero. O Nu_{max} ocorre justamente na região onde o fluido proveniente do canal lateral direito entra em contato com a superfície $Y=0$. Ambas as curvas de Nu indicam que a convecção é o mecanismo de transferência de calor predominante no interior da cavidade.

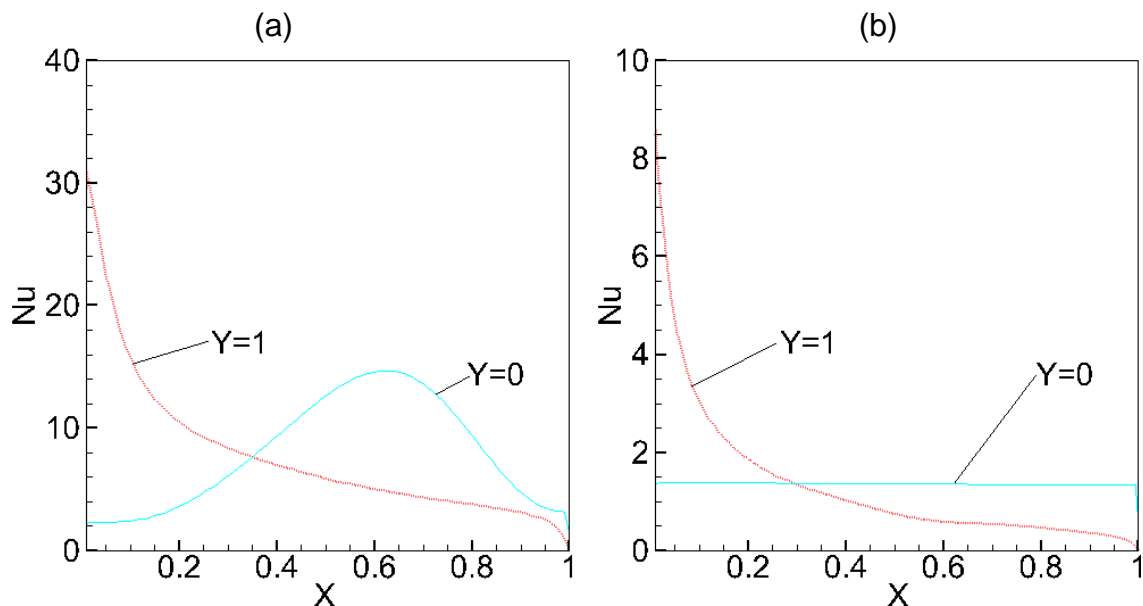


Figura 5.17: Nu sobre a base ($Y=0$) e o topo ($Y=1$) de uma cavidade contendo um bloco de dimensão $B=0,3$ com $K=1$. (a) $Gr=10^3$ e $Re=1000$. (b) $Gr=10^6$ e $Re=1000$.

A Figura 5.17 (b) mostra o comportamento do Nu na base ($Y=0$) e no topo deslizante ($Y=1$) da cavidade preenchida com o bloco de dimensão $B=0,3$ para

$Gr = 10^6$, $Re = 1000$ e $K = 1$, i.e., para a ocorrência de fluido estagnado. A curva $Y = 0$ é aproximadamente constante indicando que o fluxo térmico é uniforme e o calor transferido por condução. A curva relacionada com a superfície $Y = 1$ apresenta comportamento similar ao apresentado para $Gr = 10^3$. Desse modo, a transferência de calor entre a superfície superior e o fluido ocorre predominantemente por convecção, enquanto que entre a base da cavidade e o fluido ocorre prioritariamente por condução.

A introdução do bloco de dimensão $B = 0,6$ em uma cavidade não contendo fluido estagnado faz com que as linhas de corrente aproximem-se das paredes (Figura 5.15) e as respectivas isothermas (Figura 5.16) concentrem-se sobre a base, indicando maior vazão de fluido e intensificação da transferência de calor. A Figura 5.18 (a) mostra a relação do Nu com a abscissa X no fundo ($Y = 0$) e no topo deslizando ($Y = 1$) para $Gr = 10^3$. Para a superfície $Y = 1$ o Nu decresce a partir de um valor máximo observado no vértice esquerdo apresentando comportamento semelhante ao observado para a configuração $B = 0,3$ e a cavidade sem bloco (Figura 5.4). Para a superfície $Y = 0$, o Nu cresce até aproximadamente $X \approx 0,8$ onde é observado o Nu_{max} e depois decresce a zero. O Nu_{max} ocorre no local onde o canal esquerdo despeja fluido sobre a superfície $Y = 0$. Ambas as curvas de Nu demonstram que a convecção forçada é o mecanismo de transferência de calor predominante nas duas superfícies horizontais da cavidade.

Na cavidade contendo o bloco de dimensão $B = 0,6$ a estagnação do fluido ocorre para $Gr = 10^6$. O bloco restringe a região de circulação (Figura 5.15) e prejudica a transferência de calor, conseqüentemente, apresentando \overline{Nu} inferior ao da cavidade sem bloco. A Figura 5.18 (b) demonstra o respectivo Nu sobre o topo deslizando ($Y = 1$) e o fundo ($Y = 0$). A curva para $Y = 0$ é aproximadamente constante em um valor associado ao \overline{Nu} . A leve inclinação indica a ocorrência incipiente da convecção no intervalo $0,2 < X < 1$. Na Figura 5.16 a isoterma que delimita a região convectiva, $\theta = 0,9$, está disposta semelhantemente para $Gr = 10^6$ e $Gr = 10^7$, indicando que a região convectiva não é influenciada com o aumento do Gr . O bloco de dimensão $B = 0,6$ de certa forma o protege o escoamento da ação da convecção natural, uma vez que a introdução do corpo sólido torna a variação do

$|\Psi|$ menos acentuada à variação dos parâmetros do escoamento (Figura 5.7 e Figura 5.8).

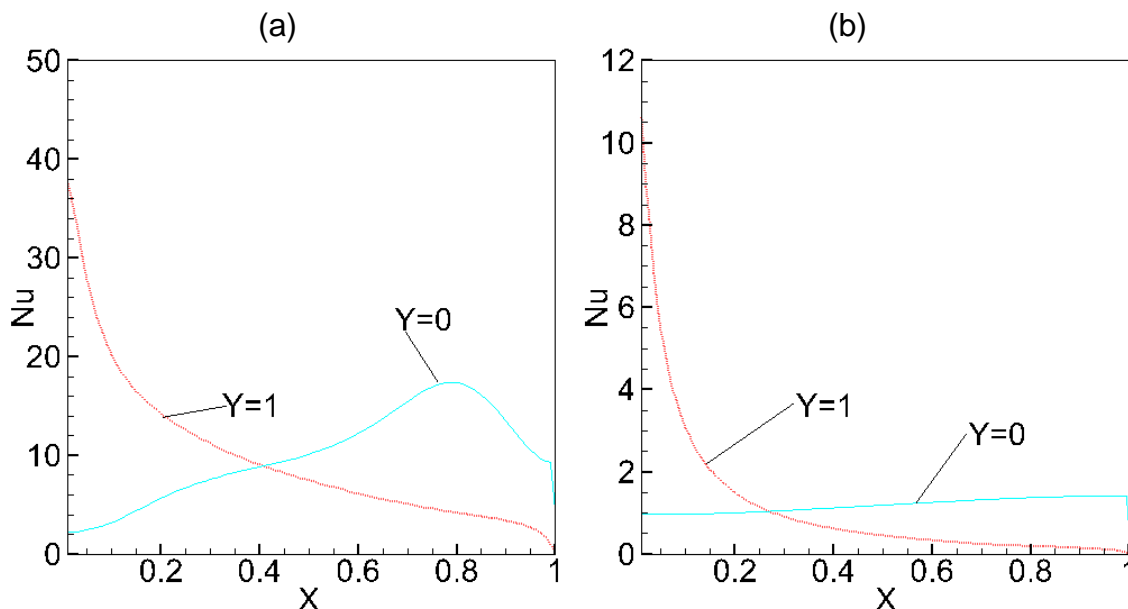


Figura 5.18: Nu sobre a base ($Y=0$) e o topo ($Y=1$) de uma cavidade contendo um bloco de dimensão $B=0,6$ com $K=1$. (a) $Gr=10^3$ e $Re=1000$. (b) $Gr=10^6$ e $Re=1000$.

Na Figura 5.15 é possível observar que o fluido circula ao redor do bloco de dimensão $B=0,9$ mesmo para valores de Gr que acarretam a estagnação em outras cavidades (Seção 5.6). Para $Gr=10^6$, as isothermas na Figura 5.16 encontram-se inclinadas, indicando a ocorrência da convecção. Adicionalmente, o \overline{Nu} é aproximadamente quatro vezes maior do que das outras configurações de cavidade. A Figura 5.19 (a) exibe a variação do respectivo Nu com a abscissa para as superfícies isotérmicas para $Gr=10^3$. O Nu na superfície $Y=1$ (topo deslizante) demonstra redução mais acentuada quando comparado às outras geometrias pelo fato do bloco interferir mais no escoamento em comparação às outras geometrias (Seção 5.5). Para a superfície $Y=0$, o Nu cresce até atingir o Nu_{max} em aproximadamente $X \approx 0,9$, região que coincide com o canal lateral esquerdo. A Figura 5.19 (b) representa o comportamento do Nu com a abscissa para $Gr=10^6$. Os perfis do Nu para $Y=0$ e $Y=1$ são semelhantes aos apresentados para $Gr=10^3$. Apenas um decréscimo na magnitude é observado e a convecção é o mecanismo de transferência de calor predominante no interior da cavidade. Dessa

maneira, o bloco de dimensão $B=0,9$ protege o escoamento do efeito competitivo entre a convecção forçada e a natural podendo manter o fluido circulando ao seu redor mesmo para valores de Gr que acarretam a estagnação do fluido em outras configurações de cavidade.

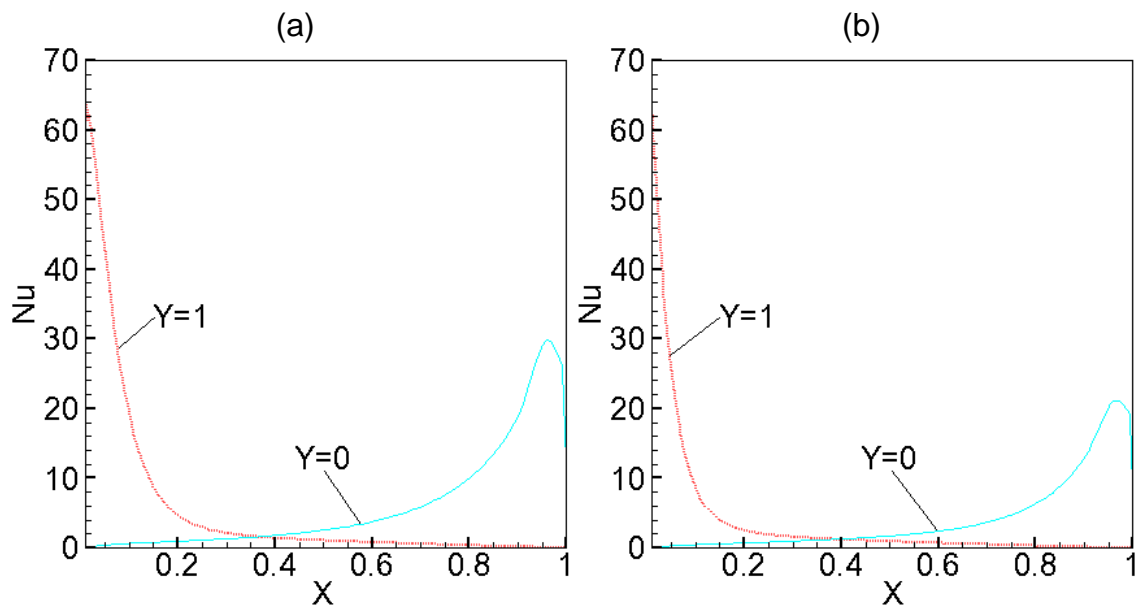


Figura 5.19: Nu sobre a base ($Y=0$) e o topo ($Y=1$) de uma cavidade contendo um bloco de dimensão $B=0,9$ com $K=1$. (a) $Gr=10^3$ e $Re=1000$. (b) $Gr=10^6$ e $Re=1000$ e $K=1$.

Através dos resultados expostos nessa seção, é possível observar que a tendência do aumento do Gr é originar uma região de fluido estagnado nas proximidades do fundo da cavidade e restringir as circulações às adjacências do topo deslizante. Nesse contexto, a transferência de calor entre a superfície superior e o fluido ocorre por convecção, enquanto que entre o fluido e a superfície inferior é por condução. Em decorrência da grande quantidade de fluido quiescente no interior da cavidade, o \overline{Nu} tende para valores de ordem unitária.

Os resultados expostos nessa seção também são apresentados sob a forma de tabelas no APÊNDICE A. Além disso, no APÊNDICE B são apresentados resultados para a variação do número de Grashof nos quais o Re é considerado constante em 100 e 500.

5.8 Resultados para a variação do Gr e do Re para um o Richardson constante

O número de Richardson é escrito de acordo com a Equação (3.21), sendo diretamente proporcional ao número de Grashof e inversamente proporcional ao quadrado do número de Reynolds.

Conforme a definição apresentada na Seção 3.5, o número de Richardson indica qual tipo de convecção (forçada ou natural) é predominante no interior da cavidade.

O aumento do Ri pode ser realizado tanto através da redução do Re quanto através do aumento do Gr . Os resultados para o incremento do Gr são apresentados na Seção 5.7. O aumento do Ri reduz a intensidade de recirculação de fluido e tende a originar no hemisfério inferior da cavidade uma região de fluido quiescente. Sob essas circunstâncias, a transferência de calor ocorre por condução e o \overline{Nu} tende para valores unitário, típicos de regimes difusivos.

A redução do Ri pode ser realizada tanto através do decréscimo do Gr quanto do aumento do Re . Nesse caso, a intensidade da circulação é aumentada e a transferência de calor favorecida, conforme é discutido na Seção 5.6.

Apesar do número de Richardson servir de indicativo da importância da convecção natural sobre a forçada, ele por si só não é um parâmetro para quantificação da transferência de calor. A Tabela 5.9 mostra valores para a intensidade de circulação, $|\Psi|$, e o \overline{Nu} para pares de combinações de Gr e Re que resultam em um mesmo Ri . Considerando Ri constante, para os parâmetros desse problema (Tabela 4.1) duas configurações de escoamento resultam em valores distintos para $|\Psi|$ e \overline{Nu} .

Tabela 5.9: Resultados para $Ri=1$

Ri	Gr	Re	$B=0$		$B=0,3$		$B=0,6$		$B=0,9$	
			$ \Psi $	\overline{Nu}	$ \Psi $	\overline{Nu}	$ \Psi $	\overline{Nu}	$ \Psi $	\overline{Nu}
0,1	10^3	100	10,041	2,198	6,938	2,613	3,933	2,235	0,951	1,162
	10^5	1000	113,932	6,673	66,731	7,329	40,650	9,482	10,442	5,955
1	10^4	100	8,648	1,400	6,041	1,472	3,658	1,725	0,958	1,159
	10^6	1000	83,447	1,762	66,938	1,364	42,106	1,193	9,796	4,159
10	10^5	100	5,991	1,143	5,256	1,122	3,186	1,068	0,927	1,130
	10^7	1000	47,239	1,181	46,792	1,174	39,641	1,137	8,354	1,096

Na Tabela 5.9, para $Ri = 1$ e $Ri = 10$, o \overline{Nu} tende para valores unitários pelo fato de haver fluido quiescente no interior da cavidade e, conseqüentemente, a transferência de calor ocorrer por condução. Porém os valores diferentes para a intensidade de circulação e a disposição das linhas de corrente (Figura 5.10 e Figura 5.12) indicam que cada combinação de Gr e de Re implica um escoamento distinto.

5.9 Resultados para a variação da razão de condutividade térmica

Os parâmetros Gr , Re e a dimensão do bloco influenciam o escoamento e a transferência de calor conforme é discutido na Seção 5.5, Seção 5.6 e Seção 5.7. Para os resultados apresentados até então, a razão de condutividade térmica sólido-fluido, $K = k_s/k_f$, é unitária de modo que o fluido e o bloco sólido difundem calor com a mesma intensidade.

Na Seção 3.6, a Equação (3.23) e (3.24) representam a condição de contorno de conservação do fluxo de calor na interface sólido-fluido. Nessas equações, a razão de condutividade térmica atua como um coeficiente de proporcionalidade, relacionando o gradiente térmico do domínio fluido com o gradiente térmico do domínio sólido, ambos calculados sobre a superfície do bloco.

Inicialmente, é apresentado no APÊNDICE C as linhas de corrente e os valores de $|\Psi|$ para todas as configurações de cavidade simuladas nessa seção. Para qualquer configuração de cavidade, o efeito da variação de K sobre as circulações pode ser desconsiderado.

Entretanto, a variação de K influencia a transferência de calor, conforme pode ser observado na Figura 5.20 para $Gr=10^3$ e $Re=1000$. Para essa configuração de escoamento, a convecção forçada é predominante, uma vez que $Ri=0,001$. Para a configuração $B=0,3$, a variação do K pouco influencia na disposição das isotermas pelo fato do bloco estar em região de baixa intensidade de circulação de fluido (Figura 5.10). As isotermas indicam que os gradientes térmicos na região do bloco podem ser desconsiderados, conseqüentemente, o \overline{Nu} é aproximadamente constante.

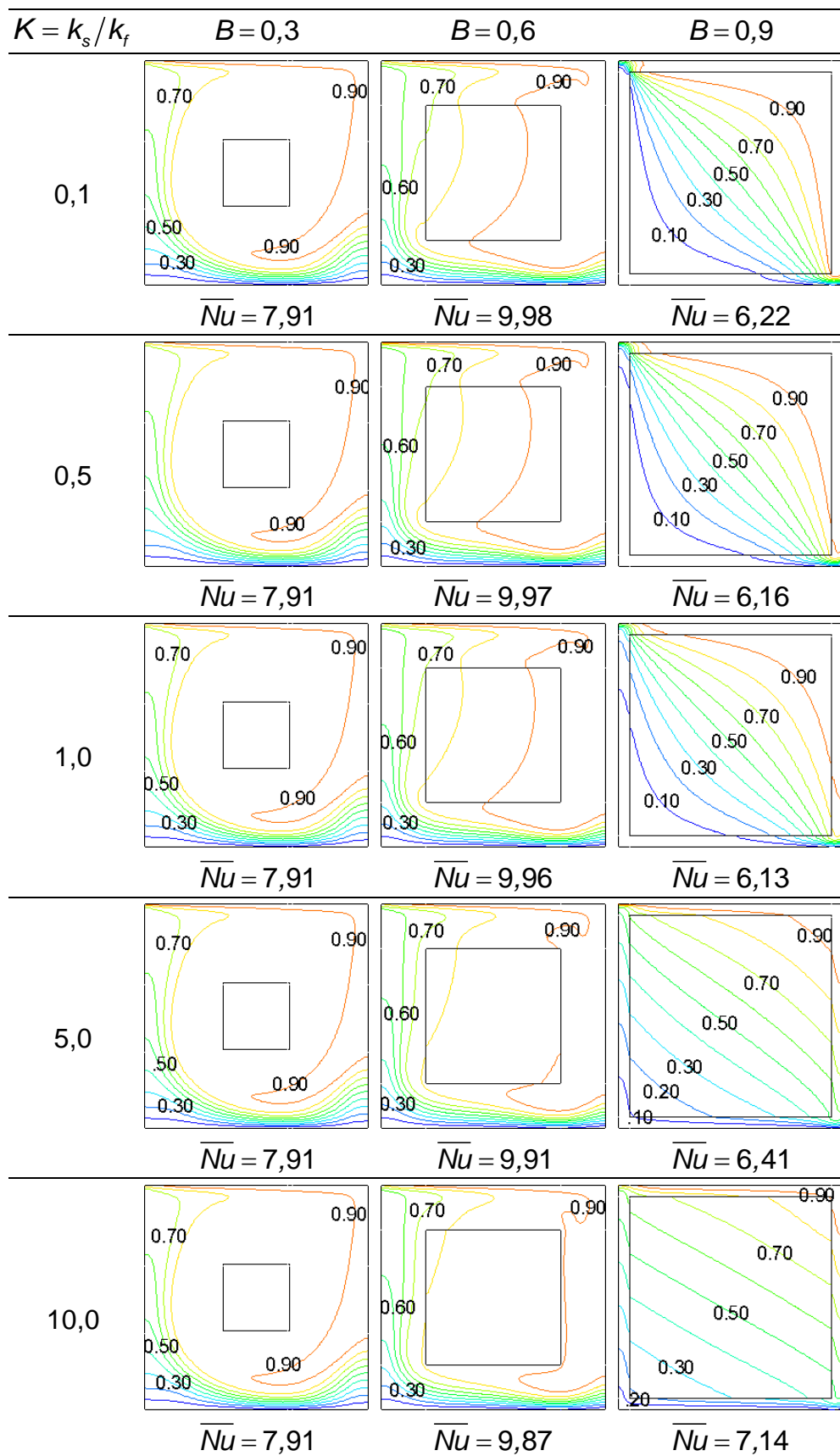


Figura 5.20: Resultados para a variação do K sobre as isothermas para $Gr=10^3$ e $Re=1000$ ($Ri=0,001$).

Para a configuração $B=0,6$ (Figura 5.20), a variação do \overline{Nu} devido ao aumento do K é muito pequena. A disposição das isothermas $\theta = 0,8$ e $\theta = 0,9$ indica a ocorrência de condução através do bloco na direção horizontal. A condução de calor na horizontal retira calor do fluido aquecido do canal lateral esquerdo e o transfere para o fluido resfriado do canal lateral direito. Desse modo, a temperatura do fluido no canal lateral esquerdo é reduzida com o aumento do K . Em decorrência de o fluido alcançar o fundo da cavidade com uma temperatura menor, o \overline{Nu} para $K=1,0$ é levemente inferior do que para $K=0,1$. O bloco com $K=10,0$ propicia ainda mais a condução de calor na direção horizontal, decrescendo ainda mais os gradientes térmicos sobre o topo deslizante. O bloco com $K=0,1$, não favorece a condução de calor na horizontal através do corpo sólido, auxiliando a manutenção da temperatura do fluido e justificando o \overline{Nu}_{max} .

O bloco de dimensão $B=0,9$ (Figura 5.20) interfere mais no escoamento quando comparados às outras configurações de cavidade (Seção 5.5). Desse modo, a razão de condutividade térmica tender a influenciar mais a transferência de calor, podendo alterar sensivelmente o \overline{Nu} . Para o bloco com $K=10,0$, as isothermas estão estratificadas demonstrando que o calor flui da superfície $Y=1$ para $Y=0$ por um caminho termicamente menos resistivo através do corpo sólido. Sendo assim, a transferência de calor é intensificada e o \overline{Nu}_{max} é observado. Por outro lado, para $K=0,1$ as isothermas estão inclinadas, indicando transferência de calor através do bloco na direção horizontal e vertical. O fato de o bloco conduzir menos calor que o fluido auxilia na manutenção da temperatura do escoamento pelos canais laterais. Logo, o \overline{Nu} para $K=0,1$ é mais elevado do que para $K=1,0$.

A influência da razão de condutividade térmica sobre a transferência de calor depende dos parâmetros do escoamento e das dimensões do bloco. A Figura 5.21 mostra o efeito da variação da razão de condutividade térmica sobre as isothermas e o \overline{Nu} para um escoamento com $Gr=10^3$ e $Re=100$. Devido à redução do número de Reynolds, a quantidade de movimento do fluido diminui, reduzindo a intensidade da circulação. Apesar de agir com intensidade reduzida, a convecção forçada ainda é o mecanismo predominante de transferência de calor, uma vez que $Ri=0,1$.

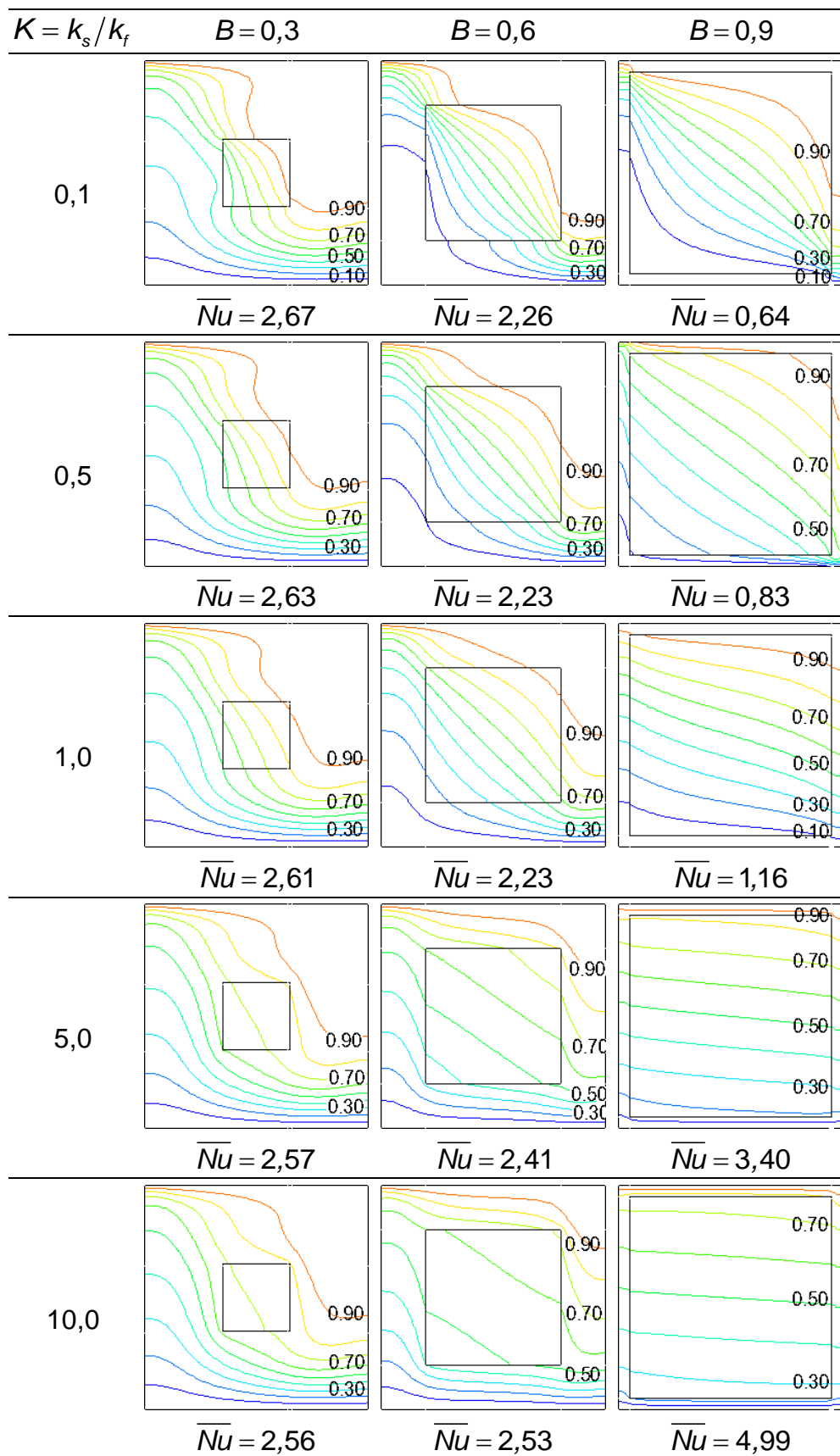


Figura 5.21: Resultados para a variação do K sobre as isothermas para $Gr=10^3$ e $Re=100$ ($Ri=0,1$).

Para a configuração $B=0,3$ (Figura 5.21), a variação do \overline{Nu} com o aumento do K é pequena devido ao fato do bloco situar-se em uma região de baixa intensidade de circulação de fluido. A pequena redução no \overline{Nu} com o aumento do K deve-se ao favorecimento da condução de calor na direção horizontal através do corpo sólido. A diminuição da temperatura no canal esquerdo com o aumento de K pode ser observada através do deslocamento ascendente das isothermas. Do mesmo modo, o aumento de temperatura do canal direito é constatado através do deslocamento descendente das isothermas.

Na Figura 5.21, para a configuração $B=0,6$ as isothermas estão inclinadas no interior do bloco indicando que o calor é difundido tanto na direção horizontal quanto na vertical. A condução de calor através do corpo sólido na direção horizontal tende a diminuir o \overline{Nu} . Porém, a condução na direção vertical tende a intensificar a transferência de calor. Para $K=0,1$, o \overline{Nu} é levemente superior ao apresentado para $K=0,5$ e $K=1,0$ pelo fato da condução horizontal de calor através do bloco não ser favorecida. No entanto, para $K \geq 5,0$, o aumento de K favorece a transferência de calor na direção vertical e aumenta o valor do \overline{Nu} .

Para a cavidade contendo o bloco de dimensão $B=0,9$ (Figura 5.21) e $K=0,1$ é observado que $\overline{Nu} < 1$, i.e., a presença da obstrução está prejudicando a transferência de calor. A disposição das isothermas demonstra, mais uma vez, que o calor é conduzido no bloco tanto na direção horizontal quanto na direção vertical. Porém o fato do bloco conduzir menos calor do que fluido prejudica a transferência de calor entre ao topo deslizante e a base da cavidade. À medida que a razão de condutividade térmica aumenta, as isothermas tendem girar em sentido anti-horário e a assumir alinhamento horizontal. A rotação das isothermas demonstra que o aumento do K favorece a condução de calor na direção vertical e, conseqüentemente, aumenta o \overline{Nu} .

Diante dos resultados expostos, a variação do \overline{Nu} é mais acentuada com a variação do K quanto maior é a dimensão do bloco. Para a configuração $B=0,3$, os valores do \overline{Nu} permanecem aproximadamente constantes mediante o aumento do K . Porém, na cavidade preenchida com o bloco de dimensão $B=0,9$ a influência sobre a transferência de calor é tão intensa que o incremento do K acarreta o aumento do \overline{Nu} em aproximadamente oito vezes.

Para os resultados mostrados na Figura 5.20 e Figura 5.21, a convecção forçada é predominante sobre a convecção natural. Na Seção 5.7 é discutido que caso a convecção natural seja predominante, i.e., $Ri > 1,0$, o escoamento no hemisfério inferior da cavidade pode ser estagnado. O fluido quiescente presente na região de escoamento estagnado é capaz de transferir calor apenas por condução de forma que, nessa circunstância, a razão de condutividade térmica influencia mais a transferência de calor. A Figura 5.22 mostra o efeito da variação do K sobre as isotermas e o \overline{Nu} para $Gr=10^7$ e $Re=1000$. Para os parâmetros do escoamento expostos, a convecção natural é predominante, uma vez que $Ri=10,0$. As isotermas estão estratificadas horizontalmente demonstrando que a condução de calor ocorre prioritariamente na direção vertical. No interior do bloco, as isotermas tendem a se afastar umas das outras com o aumento do K , sendo dessa maneira expulsas do bloco. A expulsão das isotermas do bloco faz com que as mesmas se acumulem sobre a base e o topo deslizante, acarretando o aumento do \overline{Nu} . Por outro lado, a redução do K tende a aproximar as isotermas umas das outras e as concentrar no interior do bloco, implicando, dessa forma, a redução no \overline{Nu} . Adicionalmente, na configuração $B=0,9$ a presença do bloco prejudica a transferência de calor para $K < 1,0$, uma vez é observado $\overline{Nu} < 1$.

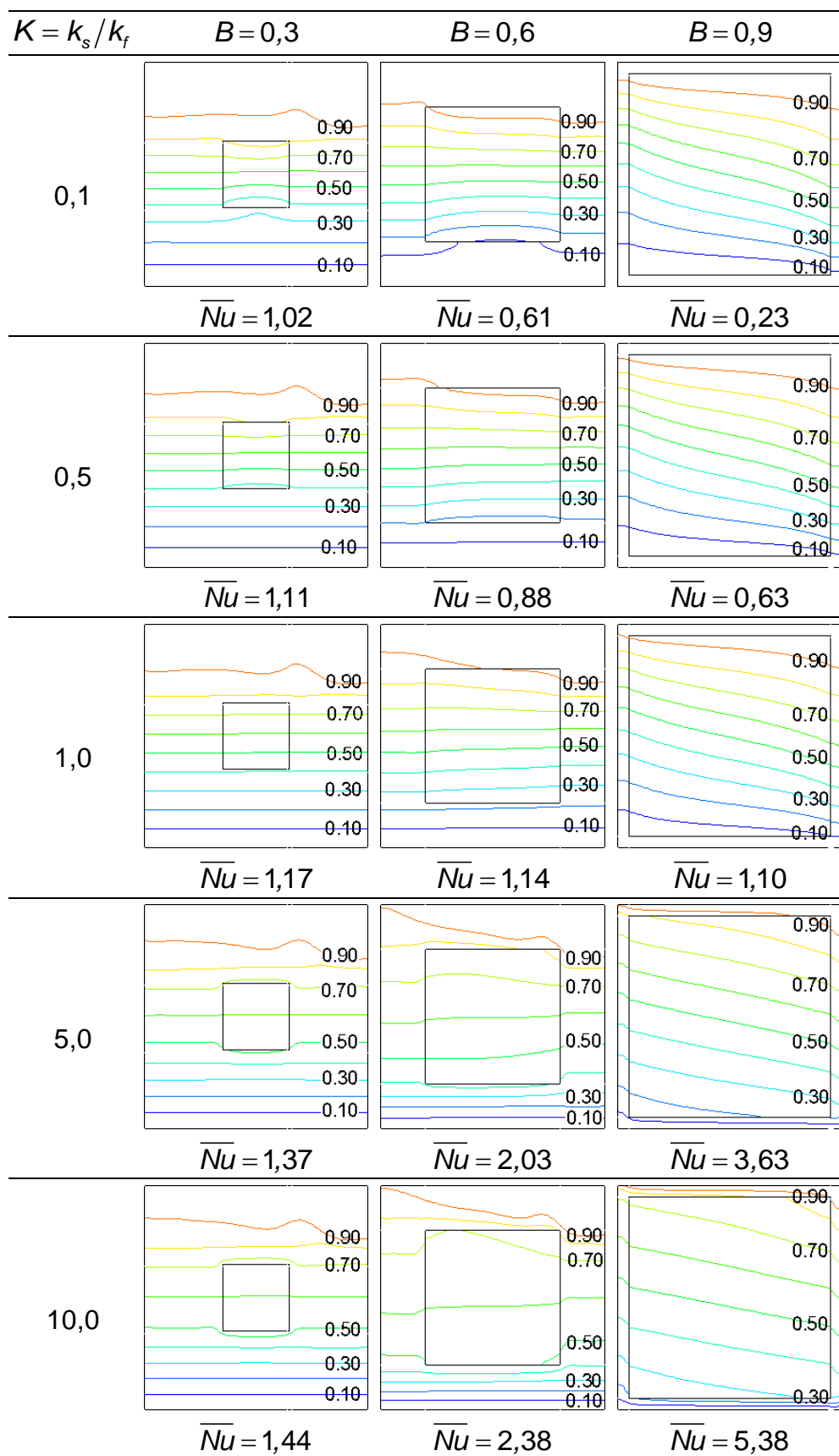


Figura 5.22: Resultados para a variação do K sobre as isothermas para $Gr=10^7$ e $Re=1000$ ($Ri=10,0$).

Na Figura 5.22, devido ao fato de uma grande quantidade de fluido transferir calor apenas por condução, o \overline{Nu} é de ordem unitária. O bloco de dimensão $B=0,3$ não interfere com a região de circulação e a variação do K aumenta o \overline{Nu} em aproximadamente 40%. Para o mesmo intervalo de K , a configuração $B=0,6$ aumenta o \overline{Nu} em aproximadamente quatro vezes e a configuração $B=0,9$, aumenta o \overline{Nu} em aproximadamente 23 vezes. Desse modo, a variação do \overline{Nu} com o aumento do K é mais acentuada quanto maior for B .

Adicionalmente, para as configurações de escoamento nas quais o escoamento no hemisfério inferior da cavidade está estagnado, o \overline{Nu} tende para o valor de K à medida que B é aumentado.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}.H}{k_s/K} \quad (5.2)$$

Devido à presença do fluido quiescente nos canais da cavidade, há apenas condução de calor de modo que, na Equação (5.2), $\bar{h}.H/k_s \approx 1$ e, conseqüentemente, $\overline{Nu} \approx K$. No entanto, a presença de blocos menores faz com haja mais fluido quiescente nos canais C , fazendo com que o valor do \overline{Nu} afaste-se do valor do K . Desse modo, o \overline{Nu} tende ao valor K à medida que B aumenta.

Resultados adicionais para a configuração de escoamento $Gr=10^7$ e $Re=100$ são mostrados no APÊNDICE D. Para essa configuração de escoamento, tem-se $Ri=1000,0$, ou seja, a convecção natural é predominante sobre a forçada e o calor é transferido por condução no interior da cavidade.

Conforme pode ser observado através das discussões acerca da Figura 5.21, Figura 5.22 e Figura 5.23, a influência da variação da razão de condutividade térmica sobre a transferência de calor depende dos parâmetros do escoamento (Gr e Re). A Figura 5.23 (a) mostra a variação do \overline{Nu} com o incremento do K para $Ri=0,001$. Para os parâmetros de escoamento simulados, esse valor para o número de Richardson é obtido com $Gr=10^3$ e $Re=1000$. Em decorrência da predominância da convecção forçada, a circulação de fluido ao redor do bloco é intensa e a transferência de calor entre o topo deslizante e a base da cavidade ocorre por

convecção. Sendo assim, a interferência do bloco sobre a transferência de calor é limitada, haja vista que o \overline{Nu} permanece aproximadamente constante mediante a variação do K .

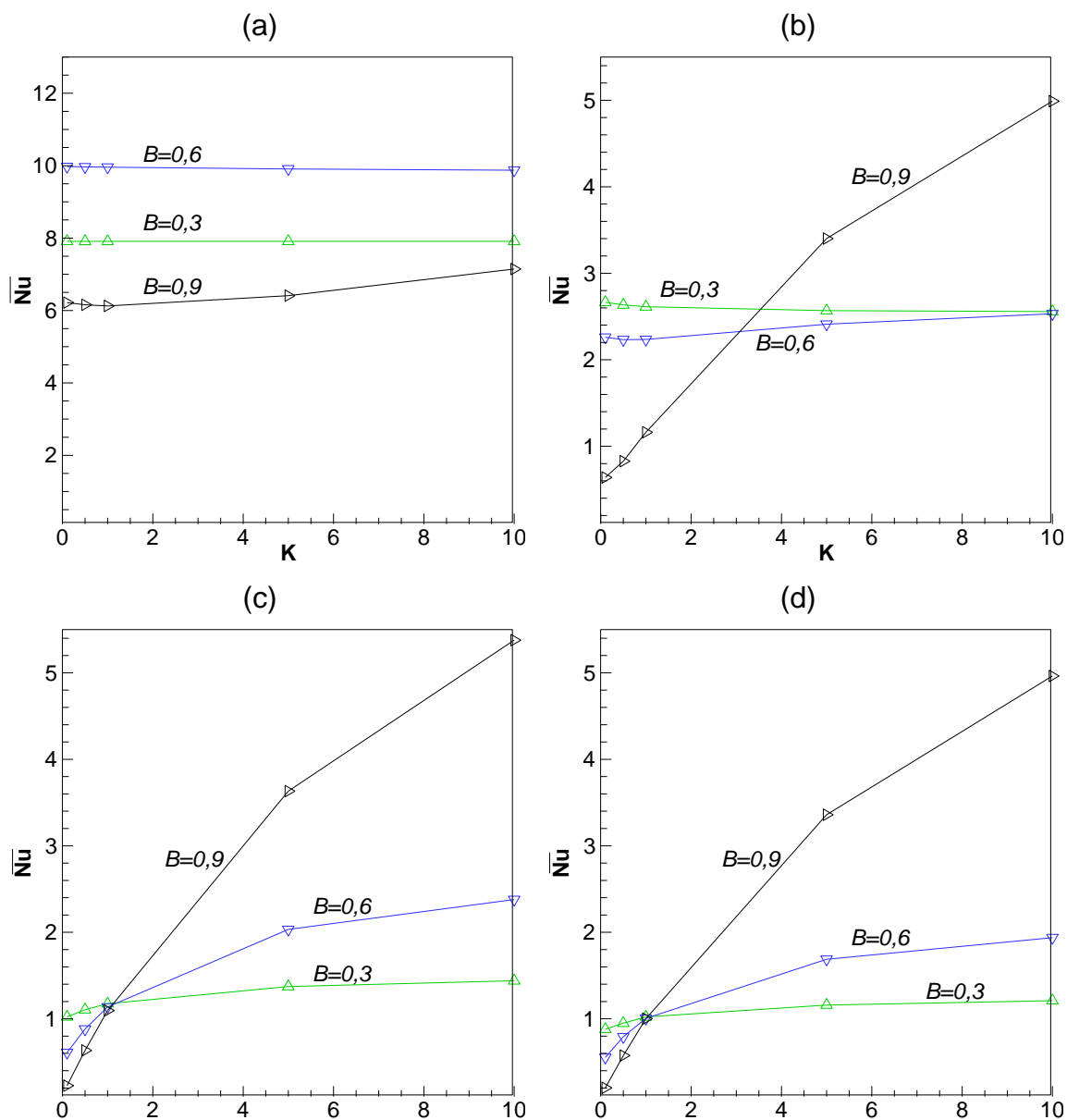


Figura 5.23: Resultados para a variação do K sobre o \overline{Nu} . (a) $Ri=0,001$. (b) $Ri=0,1$. (c) $Ri=10,0$. (d) $Ri=1000,0$.

À medida que o número de Richardson é incrementado, as forças de empuxo tornam-se mais intensas e a transferência de calor no interior da cavidade tende a ser por condução. Dessa maneira, a variação do K passa a influenciar mais a transferência de calor. A Figura 5.23 (b) mostra a variação do \overline{Nu} com o aumento do

K para $Ri=0,1$. Essa configuração de escoamento é obtida com $Gr=10^3$ e $Re=100$. A variação do \overline{Nu} com o aumento do K é mais acentuada para a configuração de cavidade $B=0,9$. Por outro lado, o \overline{Nu} permanece estável mediante a variação do K para as configurações $B=0,3$ e $B=0,6$.

A Figura 5.23 (c) mostra a variação do \overline{Nu} com o aumento do K para $Ri=10,0$. Para essa configuração de escoamento, a convecção natural é predominante sobre a forçada e o calor é transferido por difusão no interior da cavidade. Nessas circunstâncias, o \overline{Nu} tende a aumentar com o incremento do K em todas as configurações de cavidade. A variação do \overline{Nu} é mais acentuada para a configuração $B=0,9$.

O comportamento do \overline{Nu} com a variação do K para $Ri=1000,0$ é apresentada na Figura 5.23 (d). O aumento do Ri implica a redução da intensidade de circulação de fluido no interior da cavidade e o aumento da região de fluido quiescente no interior da cavidade. Desse modo, a influência da variação do K sobre o \overline{Nu} é semelhante ao apresentado para $Ri=10$.

6 CONCLUSÃO

Nesse trabalho, a convecção em uma cavidade porosa com o topo deslizante é numericamente simulada. A cavidade é idealizada como um quadrado cujo topo movimenta-se à velocidade constante. O meio poroso é modelado através da abordagem heterogênea, sendo o constituinte sólido idealizado como um bloco, quadrado, centralizado e condutor de calor. É aplicada uma diferença de temperaturas na cavidade de modo que a temperatura da base é menor do que a do topo deslizante. É estudada a influência da variação do número de Grashof, do número de Reynolds, da dimensão do bloco e da razão de condutividade térmica sólido-fluido sobre a circulação de fluido e a transferência de calor.

Em face das configurações térmicas descritas, a convecção forçada e a natural coexistem e competem por predominância no interior da cavidade para os intervalos de Gr e Re analisados. É observado em todas as configurações de cavidade nas quais $K=1$ que o aumento do Gr e/ou a redução do Re (aumento do Ri) propicia a instauração de um regime difusivo de transferência de calor. Conseqüentemente, regiões de fluido estagnado (quiescente) podem ser originadas no hemisfério inferior da cavidade. Por outro lado, o aumento do Re e/ou a redução do Gr (redução do Ri) aumenta a intensidade da circulação de fluido e, conseqüentemente, favorece a transferência de calor por convecção. É constatado que, considerando constante o Ri e incrementando o Gr e o Re simultaneamente, o \overline{Nu} pode ser aumentado desde que não haja regiões de fluido estagnado no interior da cavidade. Adicionalmente, a ocorrência de fluido quiescente no interior da cavidade depende apenas do Ri e independe da magnitude dos parâmetros Gr e o Re .

A influência da introdução do bloco sólido depende da combinação dos parâmetros do escoamento (Gr e Re) de modo que a transferência de calor pode tanto ser beneficiada ou prejudicada. É observado que o aumento de B implica a redução da intensidade de circulação de fluido. Adicionalmente, quanto maior é a dimensão do bloco, menor é a variação do valor de $|\Psi|$ com o aumento do Gr ou do Re . A influência da presença do bloco sobre a transferência de calor depende se o fluido está estagnado. É constatado para $K=1$ que, caso haja fluido quiescente no interior da cavidade, a inserção do bloco pode prejudicar a transferência de calor por

interferir na região de circulação. No entanto, se B for suficientemente grande, é possível que a circulação envolva totalmente o bloco e reduza as regiões de fluido estagnado, caracterizando transferência de calor por convecção. Logo, a introdução do bloco pode evitar a estagnação do fluido e, conseqüentemente, aumentar o valor do \overline{Nu} . Se não há fluido quiescente na cavidade, o \overline{Nu} não varia proporcionalmente com o aumento de B . É observado que à medida que B aumenta, os gradientes térmicos são intensificados (aumenta o \overline{Nu}). No entanto, a partir de um determinado valor de B , o \overline{Nu} diminui devido à alta interferência do bloco sobre o escoamento.

O efeito do aumento da razão de condutividade térmica sólido-fluido, K , depende da dimensão do bloco, B , e se há fluido estagnado no interior da cavidade. É observado que para a ocorrência de fluido quiescente, a variação do K influencia significativamente o comportamento do \overline{Nu} , uma vez que a condução é o mecanismo predominante de transferência de calor. Aumentando o K , o calor pode ser difundido através do bloco por um caminho termicamente menos resistivo que o do respectivo fluido. Dessa maneira, a transferência de calor é favorecida e o \overline{Nu} aproxima-se do valor de K à medida que o valor de B é aumentado. Assim, a condição mais favorável à transferência de calor ocorre para o maior bloco com o maior valor de K . Para a predominância da convecção forçada na transferência de calor (ausência de fluido estagnado), o efeito do K sobre o \overline{Nu} depende estritamente do tamanho do bloco. A influência da variação do K sobre o \overline{Nu} pode ser desprezada se o bloco interferir pouco no escoamento. Por outro lado, se o bloco influencia muito o escoamento, o aumento do K pode favorecer a transferência de calor desde que $K \geq 1$. Para $K \leq 1$, o aumento do K propicia um estado favorável à transferência de calor na horizontal através do bloco, acarretando a redução no \overline{Nu} .

6.1 Sugestão para trabalhos futuros

Visando prosseguir com o trabalho desenvolvido nessa monografia, são apresentadas algumas propostas para a extensão do presente trabalho. As propostas têm como objetivo ampliar o horizonte de análise do presente trabalho e aprofundar o entendimento da convecção mista em meios porosos.

- Investigação da combinação de Gr , Re , B e K para a ocorrência de fluido quiescente no interior da cavidade e a obtenção de uma correlação numérica para a previsão da estagnação.
- Obtenção de uma correlação para a previsão da dimensão das camadas limites dinâmica e térmica e a análise do tamanho de bloco necessário para a interferência na camada limite.
- Estudo do efeito da variação das propriedades geométricas da cavidade (razão de aspecto, excentricidade do bloco, número de blocos, tamanhos dos blocos) sobre as circulações e a transferência de calor.
- Análise da utilização dos modelos de meio poroso homogêneo e bidisperso.
- Inclusão da transferência de calor por irradiação térmica nas condições de contorno do problema.
- Estudo da convecção mista para Gr e o Re que caracterizem escoamentos turbulentos.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSYS FLUENT, ANSYS® *Academic Research, Release 14, ANSYS FLUENT Theory Guide, ANSYS, Inc, 2011.*

ANSYS ICEM, ANSYS® *Academic Research, Release 14, ANSYS ICEM CFD USER MANUAL, ANSYS, Inc, 2011.*

BEJAN, A. **Convection heat transfer**. 4th Ed. John Wiley & Sons Inc, Hoboken, NJ, U.S.A, 2013.

Beyond Petroleum. Statistical Review of World Energy. Londres. Agosto, 2014.

Disponível em <http://www.bp.com/en/global/corporate/about-bp/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html>. Acesso em 10 de Outubro de 2014.

BRAGA, E. J.; LEMOS, M. J. S.; **Laminar natural convection in cavities filled with circular and square rods**. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol 32, pp. 1289-1297, 2005a.

ÇENGEL, Yunus A., GHAJAR, Afshin J. **Heat and mass transfer: Fundamentals and applications**. 4th ed. McGraw-Hill, New York, 2010.

CHENG, T. S. **Characteristics of mixed convection heat transfer in a lid-driven square cavity with various Richardson and Prandtl numbers**. *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 50, pp. 197 – 205.

DE LAI, Fernando C.; JUNQUEIRA, Silvio L. M.; FRANCO, Admilson T.; LAGE, José L. **Simulação numérica da convecção natural em cavidades com blocos sólidos desconectados e condutores de calor: efeito da porosidade**. In: XV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, 2008, Curitiba. XV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, 2008.

DE LAI, Fernando C.; JUNQUEIRA, Silvio L. M.; FRANCO, Admilson T.; LAGE, José L. **Convecção natural em cavidade porosa heterogênea: efeito da razão de aspecto.** In: VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2010.

DE LAI, Fernando C.; FRANCO, Admilson T.; JUNQUEIRA, Silvio L. M. **The effects of solid thermal conductivity and volume fraction in the natural convection inside a heterogeneous enclosure.** In: 8th Thermal Engineering Joint Conference – AJTEC2011, 2011; Honolulu, Hawaii. Proceedings of the ASME/JSME 2011, 2011.

ERTURCK, Ercan.; **Discussions on driven cavity flow.** International Journal for Numerical Methods in Fluids, vol. 60, pp. 275 – 294, 2009.

FRANCO, A. T.; GANZAROLLI, M. M. . **Combined Forced and Natural Convection in a Square Cavity - Numerical Solution and Scale Analysis.** In: Advanced Computational Methods in Heat Transfer, 1995, Udine. Advanced Computational Methods in Heat Transfer IV, 1995. pp. 95-104.

FOX, Robert W.; MCDONALD, Alan T. **Introdução à mecânica dos fluidos.** 4 ed. rev. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 1998

GHIA, U., GHIA, K. N., SHIN, C. T.; **High-Re solution for incompressible flow using the Navier-Stokes equations and Multigrid Method.** Journal of Computational Physics, vol. 48, pp 387 – 411, 1982.

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, parte A, vol. 18, pp. 213-225, 1990.

HONGTAO, Q., LAGE, J., JUNQUEIRA, S. L. M., FRACO, A. T. **Berkivsky-Polevikov correlations for natural convection in a nonhomogeneous enclosure filled with a fluid and disconnected-conducting solid particles.** Journal of Heat Transfer, vol. 135(8), 2013.

INGHAM, Derek B.; POP, Ioan. **Transport Phenomena in Porous Media III**. Elsevier Science, Oxford, UK, 2005.

ISLAM, Akand W.; SHARIF, Muhammad A. R.; CARLSON, Eric S. **Mixed convection in a lid driven square cavity with an isothermally heated square blockage inside**. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 55, pp. 5244 – 5255, 2012.

IWATSU, Reima; HYUN, Jae M.; KUWAHARA, Kunio. **Convection in a differentially-heated square cavity with a torsionally oscillating lid**. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 35, pp. 1069 – 1076, 1992.

IWATSU, Reima; HYUN, Jae M.; KUWAHARA, Kunio. **Mixed convection in a driven cavity with a stable vertical temperature gradient**. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 36, pp. 1601 – 1608, 1993.

JUNQUIERA, Silvio L. M.; DE LAI, Fernando C.; FRANCO, Admilson T.; LAGE, José L. **Numerical investigation of natural convection in heterogeneous rectangular enclosures**. Heat Transfer Engineering, vol. 34, pp; 1-10, 2013.

KHANAFER, Khalil, AITHAL, S. M. **Laminar mixed convection flow and heat transfer characteristics in a lid driven cavity with a circular cylinder**. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 66, pp. 200 – 209, 2013.

KOSEFF, J. R.; STREET, R. L.; **The lid-driven cavity flow: a synthesis of qualitative and quantitative observations**. Transactions of the ASME, vol. 106, 1984.

LEE, J. R.; HÁ, M. Y.; **A numerical study of natural convection in a horizontal enclosure with a conducting body**. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 48, pp. 3308-3318, 2006. Transactions of the ASME, vol. 106, pp 390 – 398, 1984.

MANSOUR, R. B.; VISKANTA, R. **Shear-opposed mixed-convection flow and heat transfer in a narrow, vertical cavity.** International Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 15, No. 6.

MERRIKH, A. A.; LAGE, J. L.; **Natural convection in an enclosure with disconnected and conducting solid blocks.** International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 48, pp. 1361-1372, 2005.

MOALLEMI, M. K.; JANG, K. S.; **Prandtl number effects on laminar mixed convection heat transfer in a lid-driven cavity.** International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 35, pp. 1881-1892, 1992.

MORZYNSKI, M.; POPIEL, Cz. **Laminar heat transfer in a two-dimensional cavity covered by a moving wall.** Numerical Heat Transfer, Vol. 13, pp. 265 – 273, 1988.

NIELD, D. A.; BEJAN, A.; Convection in porous media. 2nd edition, Springer-Verlag, New York, U.S.A., 2006.

OZTOP, H. F.; ZHAO, Z.; YU, B. **Fluid flow due to combined convection in a lid-driven enclosure having a circular body.** International Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 30, pp. 886 – 901, 2009.

PRASAD, A. K.; KOSEFF, J. R. Mixed-convection heat transfer in a deep lid-driven cavity flow.

PRASAD, A. K.; KOSEFF, J. R. **Comined forced and natural convection heat transfer in a deelep lid-driven cavity flow.** International Journalof Heat and Fluid Flow, vol. 17, pp. 460 – 467, 1996.

QUI, Hongtao; LAGE, José L.; JUNQUEIRA, Silvio L. M.; FRANCO, Admilson T. **Predicting the Nusselt number of heterogeneous (porous) enclosures using a generic form of the Berkovsky-Polevikov correlations.** Journal of Heat Transfer, vol. 135, p. 082601, 2013.

SCHEIDEGGER, Adrian E. **The physics of flow through porous media**. Revised edition, Macmillan, New York, U.S.A, 1960.

TECPLOT 360. Tecplot 360 2010 User's Manual, *Release 2010*, 2010.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. Harlow, Essex: Longman Scientific & Technical, 1995.

WAHEED, M. A.; **Mixed convective heat transfer in rectangular enclosures driven by a continuously moving horizontal plate**. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp 5055 – 5063, 2009.

APÊNDICE A – RESULTADOS

Nesse apêndice, os resultados são apresentados em tabelas visando facilitar a interpretação da influência das variáveis do problema (B , Gr , K e Re) sobre os valores de \overline{Nu} e de $|\Psi|$.

São apresentados resultados para a cavidade limpa e os três tamanhos de bloco. A Tabela A.1 e a Tabela A.2 demonstram o efeito da influência da variação do Re sobre o valor do \overline{Nu} e de $|\Psi|$, respectivamente, considerando $K=1$.

A Tabela A.3 e a Tabela A.4 mostram o resultado da variação do Gr sobre o valor do \overline{Nu} e do $|\Psi|$, respectivamente, para $K=1$. A Tabela A.5 apresenta os resultados para a variação do K .

Tabela A.1: Resultados para a variação do Re sobre o \overline{Nu} para $K=1$.

Gr	Re	B			
		0	0,3	0,6	0,9
10^3	100	2,198	2,613	2,235	1,162
	250	3,539	4,505	4,729	1,802
	500	5,139	5,842	7,385	3,188
	750	6,373	6,894	8,925	4,654
	1000	7,406	7,910	9,960	6,127
10^5	100	1,143	1,122	1,069	1,132
	250	1,465	1,280	1,332	1,695
	500	2,560	1,555	2,518	3,018
	750	4,914	5,804	7,221	4,470
	1000	6,673	7,329	9,482	5,955
10^7	100	1,005	1,005	1,005	1,001
	250	1,029	1,028	1,029	1,006
	500	1,082	1,081	1,083	1,025
	750	1,132	1,129	1,122	1,054
	1000	1,181	1,174	1,137	1,096

Tabela A.2: Resultados para a variação do Re sobre o $|\Psi|$ para $K=1$.

Gr	Re	B			
		0	0,3	0,6	0,9
10^3	100	10,041	6,938	3,933	0,951
	250	27,493	18,211	10,495	2,402
	500	57,874	34,155	21,879	4,877
	750	88,745	52,222	32,130	7,431
	1000	119,779	72,735	41,030	10,165
10^5	100	5,989	5,259	3,183	0,935
	250	19,930	15,749	8,844	2,379
	500	50,904	33,099	19,876	4,941
	750	82,672	45,129	31,874	7,645
	1000	113,932	66,731	40,650	10,442
10^7	100	2,672	2,530	2,214	0,632
	250	6,734	6,641	5,692	1,897
	500	16,461	16,444	15,495	4,111
	750	30,772	30,358	28,144	6,008
	1000	47,239	46,792	39,528	8,222

Tabela A.3: Resultados para a variação do Gr sobre o \overline{Nu} para $K=1$.

Re	Gr	B			
		0	0,3	0,6	0,9
100	10^3	2,198	2,613	2,235	1,162
	10^4	1,400	1,472	1,725	1,159
	10^5	1,143	1,122	1,068	1,130
	10^6	1,020	1,029	1,022	1,032
	10^7	1,005	1,005	1,005	1,001
500	10^3	5,151	5,842	7,385	3,188
	10^4	4,992	5,748	7,198	3,177
	10^5	2,583	1,555	2,518	3,018
	10^6	1,296	1,297	1,132	1,877
	10^7	1,083	1,081	1,083	1,025
1000	10^3	7,406	7,910	9,960	6,127
	10^4	6,530	7,861	9,921	6,105
	10^5	6,719	7,252	9,405	5,899
	10^6	1,762	1,364	1,193	4,159
	10^7	1,181	1,174	1,137	1,096

Tabela A.4: Resultados para a variação do Gr sobre o $|\Psi|$ para $K=1$.

Re	Gr	B			
		0	0,3	0,6	0,9
100	10^3	10,041	6,938	3,933	0,951
	10^4	8,648	6,041	3,658	0,958
	10^5	5,991	5,256	3,186	0,927
	10^6	4,081	3,528	2,948	0,832
	10^7	2,672	2,645	2,142	0,746
500	10^3	57,986	34,155	21,879	4,877
	10^4	57,161	33,565	21,720	5,012
	10^5	51,196	33,099	19,876	4,941
	10^6	31,882	30,034	19,303	4,507
	10^7	16,541	16,444	15,495	4,111
1000	10^3	119,779	72,761	41,030	10,165
	10^4	119,173	72,173	40,957	10,154
	10^5	114,486	66,052	40,620	10,049
	10^6	83,447	66,938	42,106	9,796
	10^7	47,239	46,792	39,641	8,354

Tabela A.5 Resultados para a variação do K sobre o \overline{Nu} .

Gr	Re	K	B		
			0,3	0,6	0,9
10^3	100	0,1	2,665	2,260	0,639
		0,5	2,634	2,232	0,828
		1	2,613	2,235	1,162
		5	2,568	2,411	3,402
		10	2,558	2,532	4,990
	1000	0,1	7,910	9,975	6,219
		0,5	7,910	9,968	6,159
		1	7,910	9,960	6,127
		5	7,910	9,910	6,409
		10	7,910	9,875	7,144
10^7	100	0,1	0,879	0,554	0,202
		0,5	0,949	0,792	0,575
		1	1,022	1,005	1,001
		5	1,159	1,688	3,359
		10	1,210	1,938	4,964
	1000	0,1	1,022	0,611	0,228
		0,5	1,105	0,881	0,635
		1	1,174	1,137	1,096
		5	1,373	2,033	3,632
		10	1,440	2,379	5,378

APÊNDICE B – RESULTADOS PARA A VARIAÇÃO DO GRASHOF

Nesse apêndice são apresentados resultados para a variação do número de Grashof considerando constante o número de Reynolds em 100 e 500. A razão de condutividade térmica sólido-fluido é unitária em todos os casos. Na Figura B.1 são mostradas as linhas de corrente e os valores de $|\Psi|$ para a variação do Gr considerando $Re=100$. As respectivas isothermas são apresentadas na Figura B.2. A Figura B.3 e a Figura B.4 expõem os resultados da variação do Gr para $Re=500$ sobre as circulações e as isothermas, respectivamente.

Reduzindo o Re , o escoamento torna-se mais susceptível aos efeitos das forças de empuxo. Para o intervalo de Gr simulado, o Richardson varia de 0,1 até 1000. Logo, é possível observar o comportamento do escoamento submetido a incipiente atuação da convecção forçada até a predominância significativa da convecção natural. Para $Re=100$, as configurações $B=0$ e $B=0,3$ já estão estagnadas mesmo para $Gr=10^3$, uma vez que não há linhas de corrente nas adjacências do fundo da cavidade (Figura B.1) e as isothermas na região estão horizontalmente estratificadas (Figura B.2). A introdução do bloco pode proteger o escoamento da estagnação, uma vez que a estagnação nas configurações $B=0,6$ e $B=0,9$ ocorre somente para $Gr=10^5$ e $Gr=10^7$, respectivamente. Nessas circunstâncias, o aumento do Gr implica o crescimento da região de fluido quiescente em direção à região de circulação. Por conseguinte, o \overline{Nu} tende cada vez mais para valores unitários.

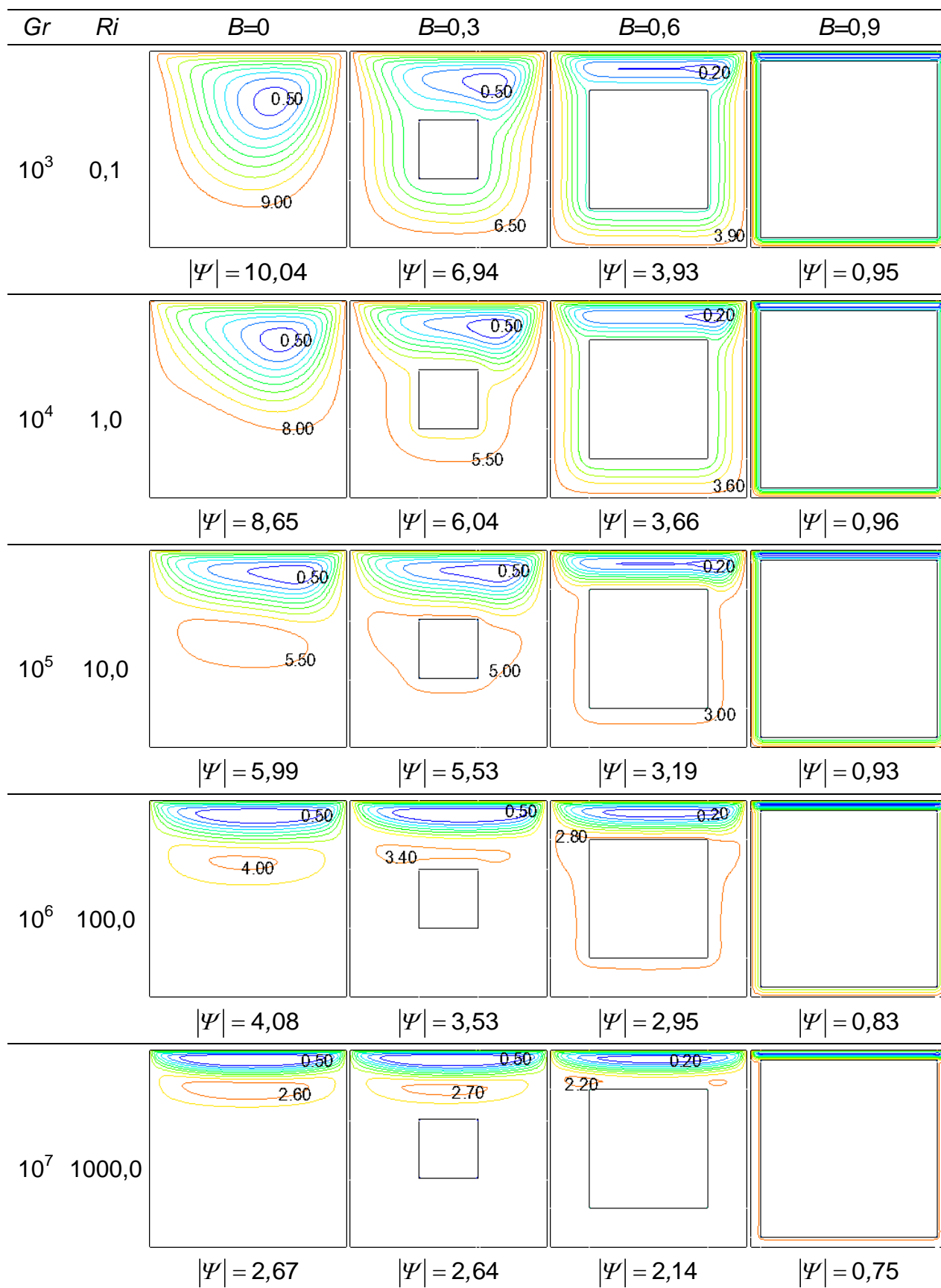


Figura B.1: Resultados para a variação do Gr sobre as linhas de corrente para $Re=100$ e $K=1$.

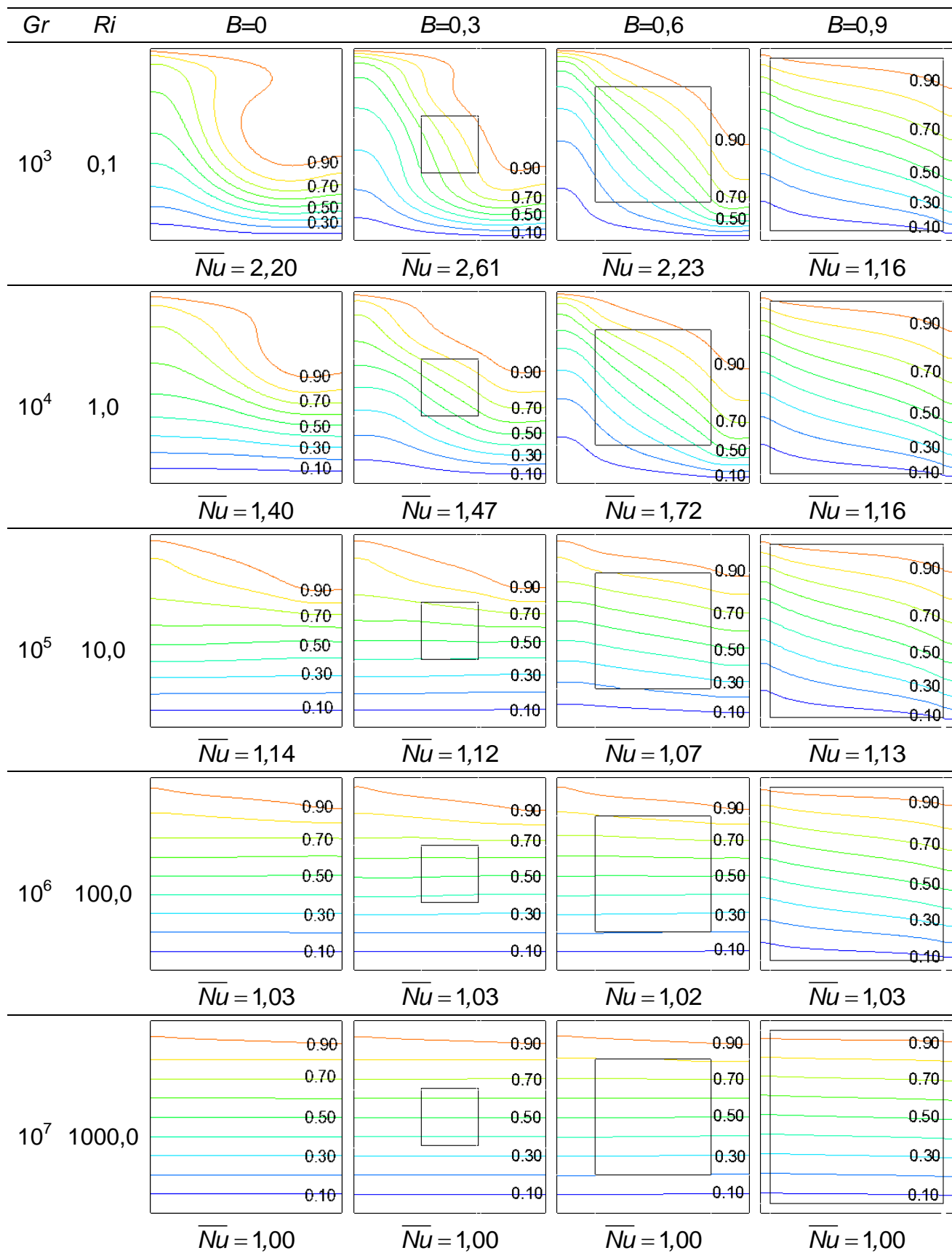


Figura B. 2: Resultados para a variação do Gr sobre as isothermas para $Re=100$ e $K=1$.

A Figura B.3 mostra os resultados da variação do Gr sobre as circulações para $Re=500$. A razão de condutividade térmica sólido-fluido é unitária em todos os casos, $K=1$. As respectivas isothermas são apresentadas na Figura B.4. Para o intervalo de Gr simulado, o Richardson varia de 0,004 até 40. Com o incremento do Gr a intensidade da circulação é reduzida, acarretando também decréscimo no valor do \overline{Nu} . Para $Gr=10^6$ as configurações $B=;$ 0,3; 0,6 indicam a presença de fluido quiescente no hemisfério inferior da cavidade. Isso pode ser constatado pela ausência de linhas de corrente na região e estratificação horizontal das isothermas. Na configuração $B=0,9$, a estagnação do escoamento ocorre somente para $Gr=10^7$, haja vista que para $Gr=10^6$ é possível observar circulações ao redor da obstrução. No entanto, para $Gr=10^6$ o \overline{Nu} de todas as configurações de cavidade tende para valores unitários.

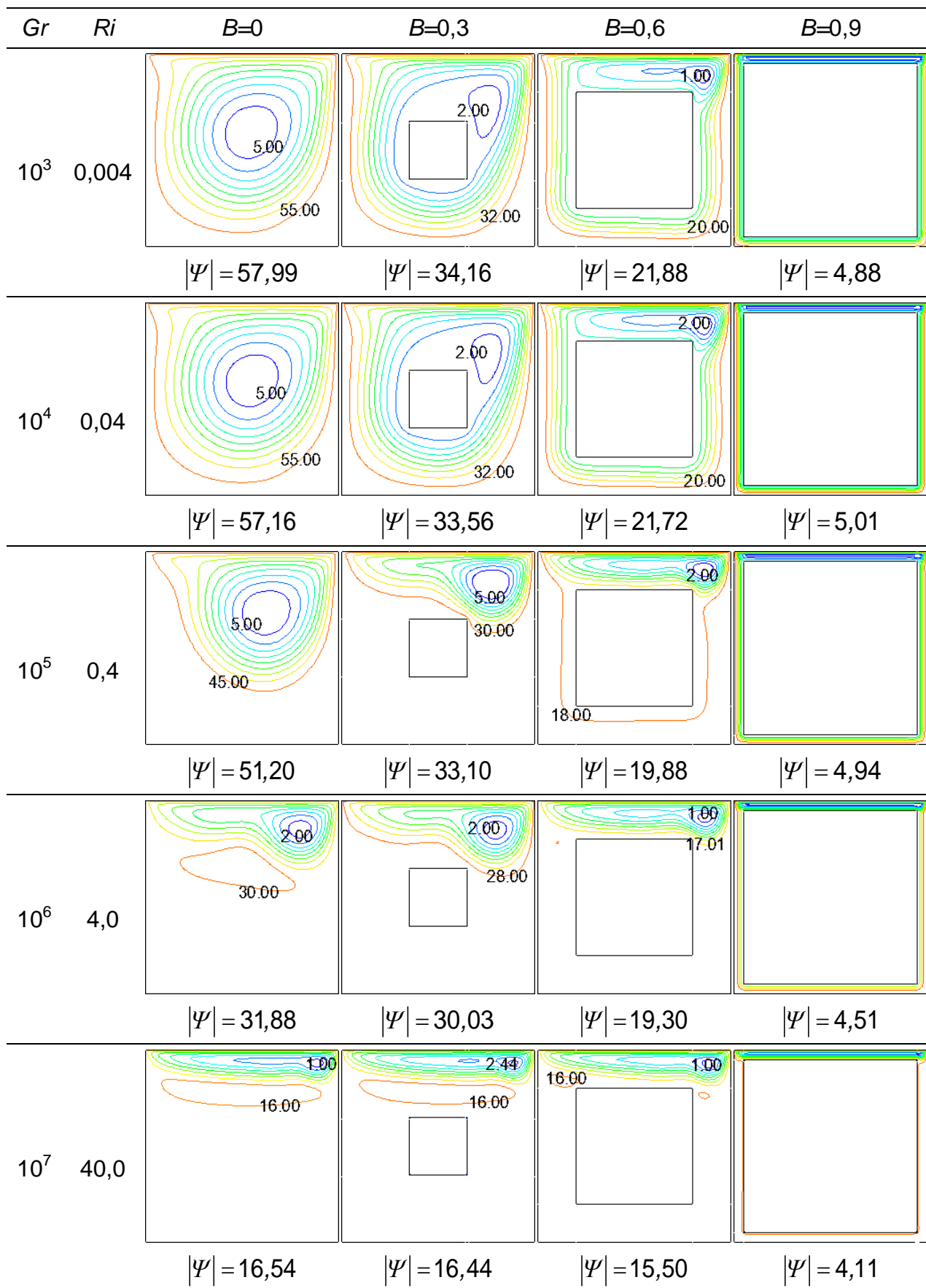


Figura B.3: Resultados para a variação do Gr sobre as linhas de corrente para $Re=500$ e $K=1$.

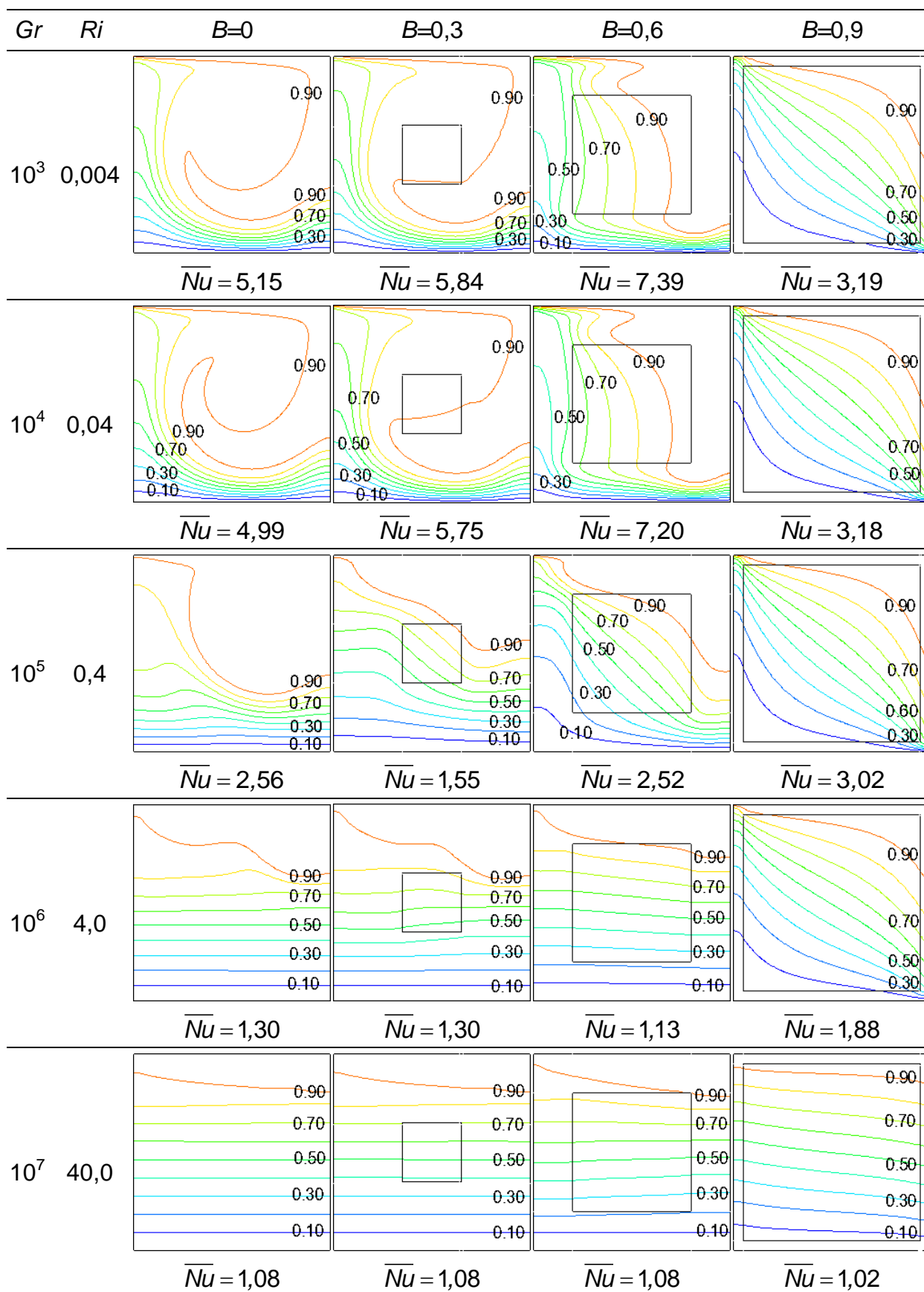


Figura B.4: Resultados para a variação do Gr sobre as isothermas para $Re=500$ e $K=1$.

APÊNDICE C – RESULTADOS PARA A VARIAÇÃO DA RAZÃO DE CONDUTIVIDADE TÉRMICA SOBRE AS CIRCULAÇÕES

Com base na discussão acerca da influência variação da razão de condutividade térmica sólido-fluido sobre o escoamento (Seção 5.9), nesse apêndice são apresentados os resultados para a variação do valor de K , sobre as linhas de corrente e o valor de $|\Psi|$.

A Figura C.1 retrata o efeito da variação do K para um escoamento com $Gr=10^3$ e $Re=1000$ ($Ri=0,001$). Para todos os valores de B , o valor de $|\Psi|$ é estável mediante o aumento do K . A disposição das linhas de corrente para um mesmo B também é invariável.

A Figura C.2 mostra o efeito da variação do K para um escoamento com $Gr=10^3$ e $Re=100$ ($Ri=0,1$). A variação do valor de $|\Psi|$ é insignificante quando comparada com a variação do \overline{Nu} (Seção 5.9) para a mesma variação do K . Para todas as configurações de cavidade, a disposição das isothermas permanece invariável.

O efeito da variação do K para escoamentos com $Gr=10^7$ são retratados pela Figura C.3 e Figura C.4 para $Re=100$ e $Re=1000$, respectivamente. A variação de $|\Psi|$ é desprezível se comparada com a magnitude da variação do \overline{Nu} (Seção 5.9).

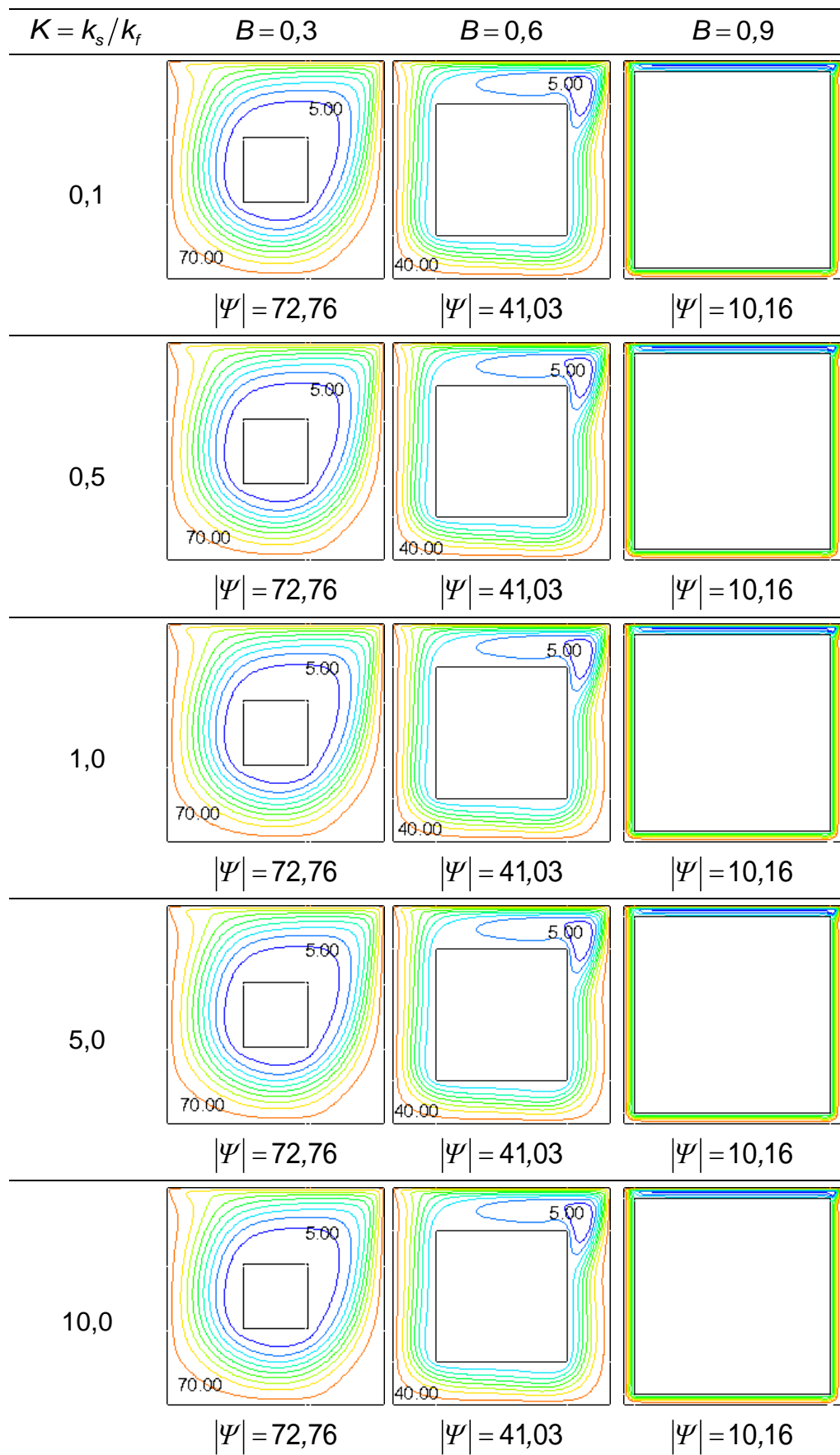


Figura C.1: Resultados para a variação do K sobre as linhas de corrente para $Gr=10^3$ e $Re=1000$ ($Ri=0,001$).

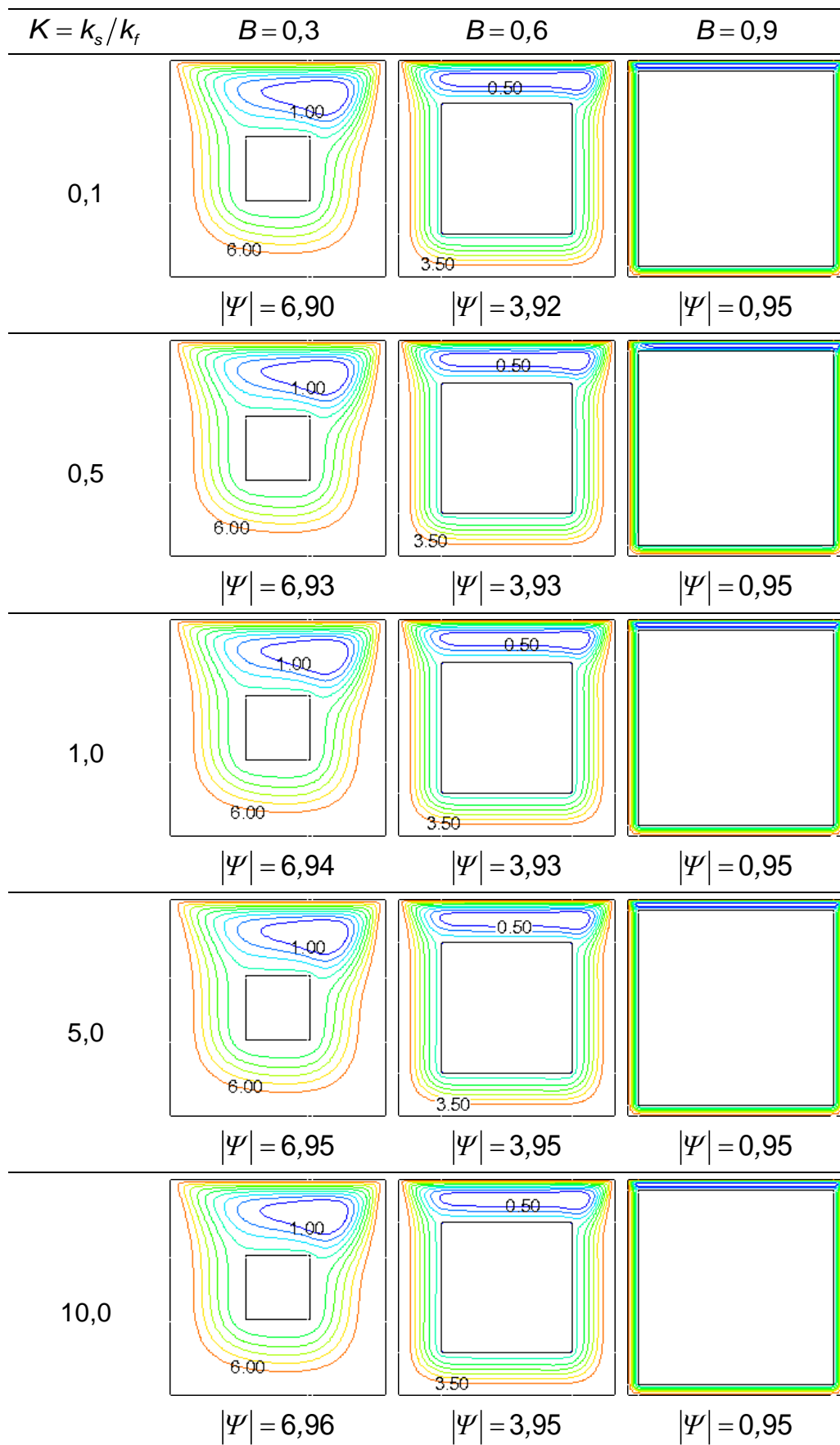


Figura C.2: Resultados para a variação do K sobre as linhas de corrente para $Gr=10^3$ e $Re=100$ ($Ri=0,1$).

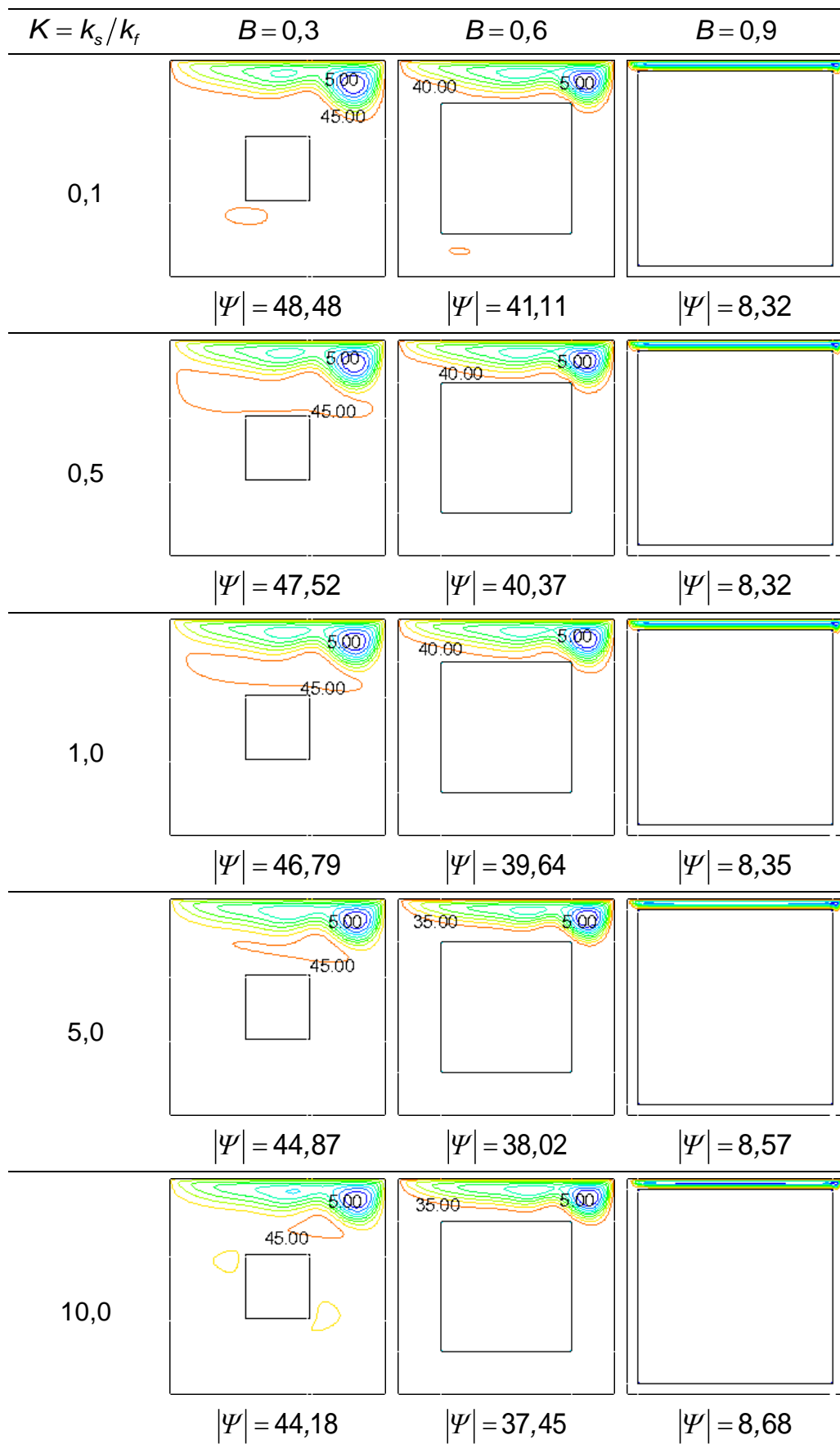


Figura C.3: Resultados para a variação do K sobre as linhas de corrente para $Gr=10^7$ e $Re=1000$ ($Ri=10,0$).

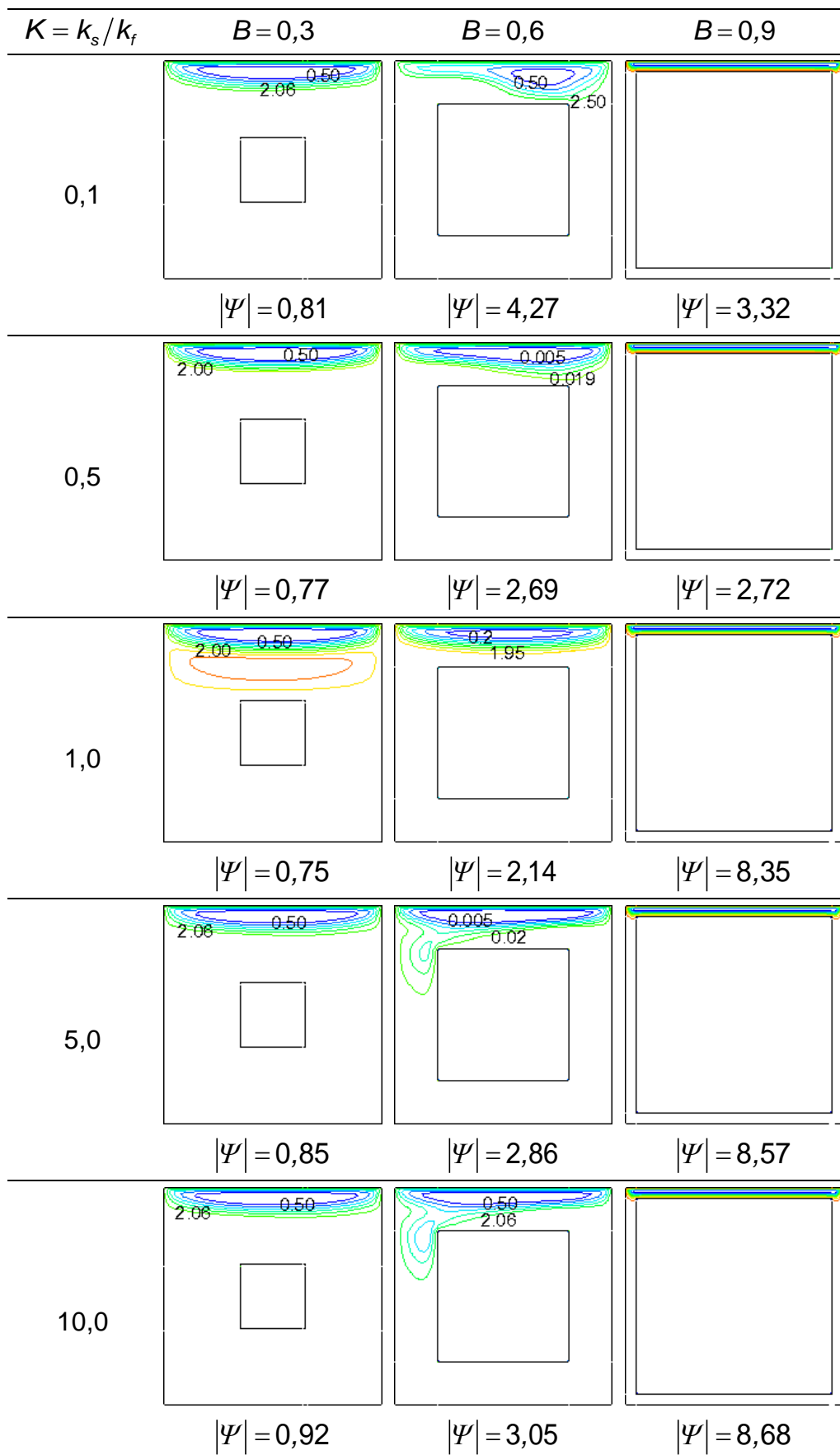


Figura C.4: Resultados para a variação do K sobre as linhas de corrente para $Gr=10^7$ e $Re=100$ ($Ri=1000,0$).

APÊNDICE D – RESULTADOS PARA VARIAÇÃO DA RAZÃO DE CONDUTIVIDADE SOBRE A TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Na Figura D.1, são mostradas as isothermas e os valores do \overline{Nu} para $Gr=10^7$ e $Re=100$. Para esses parâmetros de escoamento, o número de Richardson corresponde a $Ri=1000$, indicando a predominância da convecção natural sobre a forçada e, conseqüentemente, a supremacia da transferência de calor por condução no interior da cavidade. Aumentando-se o K , o \overline{Nu} aumenta devido à existência de um caminho termicamente mais favorável à condução do calor do topo deslizante em direção ao fundo da cavidade. O efeito do aumento do K sobre as isothermas corresponde à tendência de afastá-las umas das outras e expulsá-las do bloco em direção às superfícies horizontais da cavidade. De forma semelhante, a redução do K tende a aproximar as isothermas uma das outras e a concentrá-las no interior do bloco sólido.

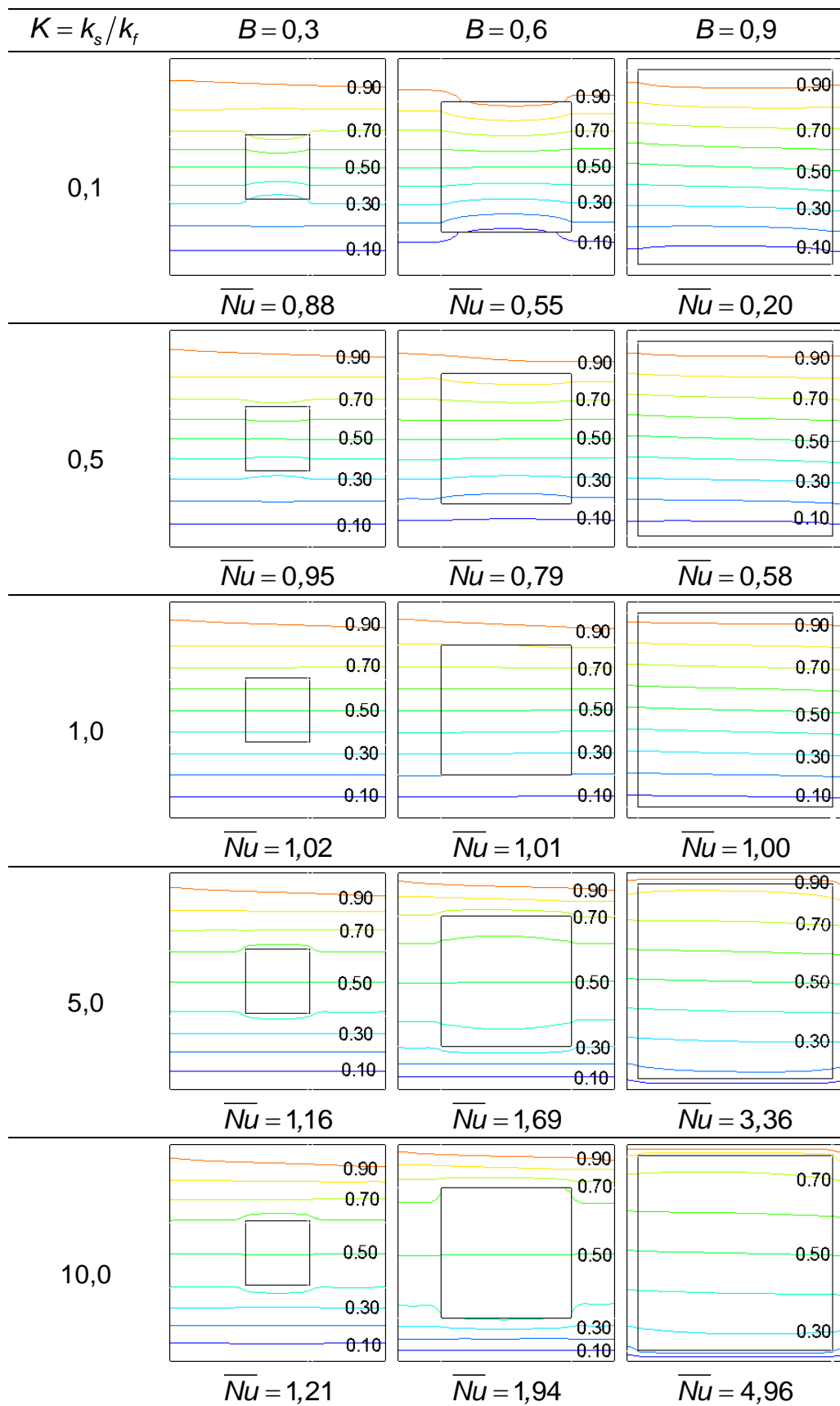


Figura D.1: Resultados para a variação do K sobre as isotermas para $Gr=10^7$ e $Re=100$ ($Ri=1000,0$).