

**UNIVERSIDADE DO ESTADO DE SANTA CATARINA – UDESC
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS – CCT
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA – PPGEM**

JOÃO A. C. DE MEDEIROS

**COMPARAÇÃO DE SIMULAÇÕES NUMÉRICAS COM DADOS EXPERIMENTAIS
DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NATURAL NO INTERIOR DE
UMA CAVIDADE**

JOINVILLE

2023

JOÃO A. C. DE MEDEIROS

**COMPARAÇÃO DE SIMULAÇÕES NUMÉRICAS COM DADOS EXPERIMENTAIS
DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NATURAL NO INTERIOR DE
UMA CAVIDADE**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Centro de Ciências Tecnológicas da Universidade do Estado de Santa Catarina, como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Dr. Marcus V. C. Alves.

Coorientador: Dr. Miguel Vaz Jr.

JOINVILLE

2023

Para gerar a ficha catalográfica de teses e
dissertações acessar o link:
<https://www.udesc.br/bu/manuais/ficha>

de Medeiros, João A. C.
COMPARAÇÃO DE SIMULAÇÕES NUMÉRICAS COM DADOS
EXPERIMENTAIS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO
NATURAL NO INTERIOR DE UMA CAVIDADE / João A. C. de
Medeiros. - Joinville, 2023.
166 p. : il. ; 30 cm.

Orientador: Dr. Marcus V. C. Alves..

Coorientador: Dr. Miguel Vaz Jr..

Dissertação (Mestrado) - Universidade do Estado
de Santa Catarina, Centro de Ciências Tecnológicas,
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica,
Joinville, 2023.

1. Convecção natural. 2. Escoamento turbulento. 3.
Escoamento em cavidades. 4. Modelagem numérica. 5.
Transferência de calor. I. Alves., Dr. Marcus V. C..
II. Vaz Jr., Dr. Miguel. III. Universidade do Estado
de Santa Catarina, Centro de Ciências Tecnológicas,
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV.
Título.

JOÃO A. C. DE MEDEIROS

**COMPARAÇÃO DE SIMULAÇÕES NUMÉRICAS COM DADOS EXPERIMENTAIS
DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NATURAL NO INTERIOR DE
UMA CAVIDADE**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Centro de Ciências Tecnológicas da Universidade do Estado de Santa Catarina, como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Dr. Marcus V. C. Alves.

Coorientador: Dr. Miguel Vaz Jr.

BANCA EXAMINADORA:

Professor Dr. Marcus Vinicius Canhoto Alves
UDESC-CCT

Membros:

Professora Dra. Fernanda P. Disconzi
UDESC-CEPLAN

Professor Dr. Marcelo Matos Martins
UDESC-CCT

Joinville, 31 de julho de 2023

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, pela oportunidade e capacidade de aprimorar-me profissionalmente.

Agradeço ao meu orientador Dr. Marcus Vinícius Canhoto Alves, e ao meu coorientador Dr. Miguel Vaz Jr. por aceitarem conduzir o meu trabalho de pesquisa. A todos os meus professores do curso de Pós Graduação em Engenharia Mecânica-PPGEM da Universidade do Estado de Santa Catarina – UDESC pela excelência da qualidade técnica de cada um.

A minha mãe, Teresa Cunha, que como professora desde criança me ensinou a importância da educação na formação de um cidadão, a minha namorada Joana Hillesheim que sempre esteve ao meu lado no desenvolvimento deste trabalho, e a minha irmã mais velha MSC. Tayse de Medeiros, por ser uma inspiração com sua jornada acadêmica brilhante. Que o presente trabalho seja uma inspiração gerações acadêmicas futuras, principalmente para os meus dois irmãos mais novo, Maria Clara de Medeiros, e Marcos Antônio de Medeiros.

RESUMO

Estudos envolvendo convecção natural têm grande relevância e representatividade na engenharia, desde que foram desenvolvidos os primeiros modelamentos matemáticos para este fenômeno de transferência de calor. As aplicações de experimentos e modelos numéricos matemáticos auxiliaram no desenvolvimento de diversas soluções presentes no cotidiano da sociedade, tais como, resfriamento de circuitos eletrônicos, reservatórios de armazenamento da indústria de óleo e gás, coletores de energia solar, etc. Muitos estudos científicos já foram desenvolvidos em relação a simulação de escoamentos em convecção natural de cavidades, no entanto, poucos trabalhos foram realizados a fim de encontrar um modelo com boa acuracidade em escoamentos de alto Rayleigh. Este estudo foi dividido em duas etapas, sendo a primeira etapa a comparação e validação de modelos de turbulência contidos no AnsysFluent[®] com resultados experimentais, a fim de eleger a melhor combinação dos modelos de dissipação de energia, com a melhor equação de efeito de flutuação do fluido. Na segunda etapa, com o modelo de turbulência validado, serão feitas modificações geométricas quanto ao modelo de validação, como o ângulo de inclinação, razão de aspecto e a inclusão de um inserto no interior da cavidade. Um estudo sobre os perfis de velocidades e Nusselt local obtidos na linha de simetria vertical da cavidade com inserto foi avaliada, bem como valores Nusselt Global em cada um dos casos estudados nas três diferentes ordens de grandeza. Por fim o presente trabalho apresenta uma correlação entre os números de Nusselt global máximos e mínimos em função do número de Rayleigh, onde estes limites para o número de Nusselt permitem a determinação desta grandeza dentro do intervalo estudado para cavidades turbulentas, com e sem inserto.

ABSTRACT

Studies involving natural convection have great relevance and representativeness in engineering, since the first mathematical models for this heat transfer phenomenon were developed. The applications of experiments and mathematical numerical models helped in the development of several solutions present in the daily life of society, such as, cooling of electronic circuits, storage reservoirs of the oil and gas industry, solar energy collectors, etc. Many scientific studies have already been developed in relation to the simulation of flows in natural convection of cavities, however, few works have been carried out in order to find a model with good accuracy in high Rayleigh flows. This study was divided into two stages, the first being the comparison and validation of turbulence models contained in AnsysFluent® with experimental results, in order to elect the best combination of energy dissipation models, with the best fluid buoyancy effect equation. In the second stage, with the turbulence model validated, geometric modifications will be made regarding the validation model, such as the angle of inclination, aspect ratio, and the inclusion of an insert inside the cavity. A study on the velocity profiles and local Nusselt obtained in the vertical symmetry line of the cavity with insert was evaluated, as well as Nusselt Global values in each of the cases studied in the three different orders of magnitude. Finally, the present work presents a correlation between the maximum and minimum global Nusselt numbers as a function of the Rayleigh number, where these limits for the Nusselt number allow the determination of this magnitude within the range studied for turbulent cavities, with and without insert.

Keywords: Natural convection. Turbulent flow. Cavity flow. Numerical modeling. Heat transfer.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Perfil de velocidades verticais próximo a parede quente.	24
Figura 2 – Comparação entre resultados para perfis de velocidades verticais obtidos por Ampofo e Karayiannis (2003) e Mirjalily, Oloomi et al. (2019)	25
Figura 3 – Perfis de velocidade obtidos por Wu e Lei (2015), comparando modelos <i>RANS</i> , <i>DNS</i> e resultados experimentais.	26
Figura 4 – Resultados de Nusselt local obtidos por Wu e Lei (2015), comparando modelos <i>RANS</i> , <i>DNS</i> e resultados experimentais.	27
Figura 5 – Perfis de velocidade e Nusselt local obtidos por Choi et al. (2012), comparados com os resultados de King (1989) e Cheesewright (1986).	28
Figura 6 – Correlação entre Nusselt médio e número de Rayleigh obtida por Altaç e Uğurlubilek (2016).	29
Figura 7 – Cavidade estudada por Brito, Menon e Pirani (2009).	30
Figura 8 – Resultados obtidos por Brito, Menon e Pirani (2009).	31
Figura 9 – Perfis no lado esquerdo a metade da altura na cavidade de velocidade vertical (a), Tensão de Reynolds de cisalhamento (b), fluxo de calor turbulento horizontal (c) e flutuações de temperatura (d). C_θ igual a 0,05, 0,025 e 0,0125.	32
Figura 10 – Resultados obtidos por Colombo e Fairweather (2017).	32
Figura 11 – Variação de velocidade em relação ao tempo em escoamento com ΔP constante.	34
Figura 12 – Problema com turbulência não-estacionária.	35
Figura 13 – Variáveis correlacionadas.	36
Figura 14 – Níveis de escala de simulação.	40
Figura 15 – Simplificação do modelo 3D e concepção do modelo 2D.	49
Figura 16 – Modelo 3D da cavidade estudada por Popinhak et al. (2013).	49
Figura 17 – Funções de viscosidade e massa específica.	50
Figura 18 – Valores de y^+ desenvolvida nas cavidades.	55
Figura 19 – Velocidade U - $k - \omega$ STD.	56
Figura 20 – Velocidade V - $k - \omega$ STD.	57
Figura 21 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais - $k - \omega$ STD.	58
Figura 22 – Velocidade U - $k - \omega$ SST.	59
Figura 23 – Velocidade V - $k - \omega$ SST.	60
Figura 24 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais - $k - \omega$ SST.	61
Figura 25 – Velocidade U - Transition SST.	62
Figura 26 – Velocidade V - Transition SST.	62
Figura 27 – Velocidade V - Transition SST.	63
Figura 28 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais - Reynolds Stress.	64
Figura 29 – Velocidade V - Reynolds Stress.	65
Figura 30 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais - Reynolds Stress.	66

Figura 31 – Comparação do campo de velocidades obtidos por Tian e Karayiannis (2000) e o modelo $k - \omega$ SST.	68
Figura 32 – Regiões de recirculação obtidas pelo modelo $k - \omega$ SST.	68
Figura 33 – Velocidade U - $k - \omega$ Standard.	69
Figura 34 – Velocidade V - $k - \omega$ Standard.	70
Figura 35 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais - $k - \omega$ STD.	71
Figura 36 – Velocidade U - $k - \omega$ SST.	72
Figura 37 – Velocidade V - $k - \omega$ SST.	73
Figura 38 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais - $k - \omega$ SST.	74
Figura 39 – Velocidade U - Transition SST.	75
Figura 40 – Velocidade V - Transition SST.	76
Figura 41 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais - Transition SST.	77
Figura 42 – Velocidade U - Reynolds Stress.	78
Figura 43 – Velocidade V - Reynolds Stress.	79
Figura 44 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais - Reynolds Stress.	79
Figura 45 – Linha de simetria da cavidade e superfície quente em uma cavidade - Campo de velocidades verticais.	82
Figura 46 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades, inserto de 250mm - Condutivo.	84
Figura 47 – Campo de velocidades para o inserto de 250mm, inclinações 60° e 75° - Condutivo.	84
Figura 48 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 250mm - Condutivo.	85
Figura 49 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades, inserto de 350mm - Condutivo.	86
Figura 50 – Campo de velocidades para o inserto de 350mm, inclinações 60° e 75° - Condutivo.	87
Figura 51 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 350mm - Condutivo.	88
Figura 52 – Comparação entre campos de velocidade - Formação da região de recirculação.	89
Figura 53 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades, inserto de 450mm - Condutivo.	90
Figura 54 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 450mm - Condutivo.	90
Figura 55 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades, inserto de 550mm - Condutivo.	91
Figura 56 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 550mm - Condutivo.	91
Figura 57 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de rotação 0° - Condutivo.	92

Figura 58 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de rotação 15° - Condutivo.	93
Figura 59 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de rotação 30° - Condutivo.	94
Figura 60 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de rotação 60° - Condutivo.	94
Figura 61 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de rotação 75° - Condutivo.	95
Figura 62 – Integral de superfície para Nusselt médio - AnsysFluent®	96
Figura 63 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades, inserto de $250mm$ - Adiabático.	97
Figura 64 – Campo de velocidades para o inserto de $250mm$, inclinação 75° - Adiabático.	98
Figura 65 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de $250mm$ - Adiabático.	99
Figura 66 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades, inserto de $350mm$ - Adiabático.	99
Figura 67 – Campo de velocidades para o inserto de $350mm$, inclinação 75° - Adiabático.	100
Figura 68 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de $350mm$ - Adiabático.	101
Figura 69 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades, inserto de $450mm$ - Adiabático.	101
Figura 70 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de $450mm$ - Adiabático.	102
Figura 71 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades, inserto de $550mm$ - Adiabático.	102
Figura 72 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de $550mm$ - Adiabático.	103
Figura 73 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 0° - Adiabático.	104
Figura 74 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 15° - Adiabático.	104
Figura 75 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 30° - Adiabático.	105
Figura 76 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 60° - Adiabático.	106
Figura 77 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 75° - Adiabático.	106
Figura 78 – Nusselt Global em função do ângulo de inclinação e tamanho do inserto (a) $Ra_H = 7.5 \cdot 10^7$; (b) $Ra_H = 7.5 \cdot 10^8$; e, (c) $Ra_H = 7.5 \cdot 10^9$. Marcadores da primeira coluna representam o inserto condutivo (Marcadores preenchidos).	108
Figura 79 – Nusselt global máximo e mínimo em função do número de Rayleigh.	110
Figura 80 – Velocidade U - $k - \omega$ SST.	116
Figura 81 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais $k - \omega$ SST.	117
Figura 82 – Velocidade U - Transition SST.	117
Figura 83 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais Transition SST.	118
Figura 84 – Velocidade U - Reynolds Stress.	118
Figura 85 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais Reynolds Stress.	119
Figura 86 – Velocidade U - $k - \omega$ SST.	120

Figura 87 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais $k - \omega$ SST.	120
Figura 88 – Velocidade U - Transition SST.	121
Figura 89 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais Transition SST.	121
Figura 90 – Velocidade U - Reynolds Stress.	122
Figura 91 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 250mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^8$	123
Figura 92 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 350mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^8$	124
Figura 93 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 450mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^8$	124
Figura 94 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 550mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^8$	125
Figura 95 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 250mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	126
Figura 96 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 350mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	126
Figura 97 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 450mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	127
Figura 98 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 550mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	127
Figura 99 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 250mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	128
Figura 100 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 350mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	128
Figura 101 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 450mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	129
Figura 102 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 550mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	129
Figura 103 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 250mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	130
Figura 104 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 350mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	131
Figura 105 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 450mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	131
Figura 106 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 550mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	132
Figura 107 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 0° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	132
Figura 108 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 15° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	133

Figura 109–Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 30° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	133
Figura 110–Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 60° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	134
Figura 111–Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 75° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	134
Figura 112–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de $250mm$ - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	135
Figura 113–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de $350mm$ - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	136
Figura 114–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de $450mm$ - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	136
Figura 115–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de $550mm$ - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	137
Figura 116–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de $250mm$ - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	137
Figura 117–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de $350mm$ - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	138
Figura 118–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de $450mm$ - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	138
Figura 119–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de $550mm$ - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	139
Figura 120–Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de $250mm$ - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	140
Figura 121–Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de $350mm$ - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	140
Figura 122–Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de $450mm$ - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	141
Figura 123–Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de $550mm$ - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	141
Figura 124–Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 0° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	142
Figura 125–Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 15° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	142
Figura 126–Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 30° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	143
Figura 127–Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 60° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	143
Figura 128–Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 75° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	144

Figura 129–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 250mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^8$	145
Figura 130–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 350mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^8$	146
Figura 131–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 450mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^8$	146
Figura 132–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 550mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^8$	147
Figura 133–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 250mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	148
Figura 134–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 350mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	148
Figura 135–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 450mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	149
Figura 136–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 550mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	149
Figura 137–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 250mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	150
Figura 138–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 350mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	150
Figura 139–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 450mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	151
Figura 140–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 550mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	151
Figura 141–Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 250mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	152
Figura 142–Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 350mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	153
Figura 143–Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 450mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	153
Figura 144–Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 550mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	154
Figura 145–Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 0° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.	154
Figura 146–Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 15° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	155
Figura 147–Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 30° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	155
Figura 148–Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 60° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	156

Figura 149–Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 75° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	156
Figura 150–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de $250mm$ - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	157
Figura 151–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de $350mm$ - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	158
Figura 152–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de $450mm$ - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	158
Figura 153–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de $550mm$ - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	159
Figura 154–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de $250mm$ - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	159
Figura 155–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de $350mm$ - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	160
Figura 156–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de $450mm$ - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	160
Figura 157–Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de $550mm$ - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	161
Figura 158–Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de $250mm$ - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	162
Figura 159–Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de $350mm$ - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	162
Figura 160–Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de $450mm$ - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	163
Figura 161–Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de $550mm$ - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	163
Figura 162–Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 0° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	164
Figura 163–Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 15° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	164
Figura 164–Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 30° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	165
Figura 165–Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 60° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	165
Figura 166–Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 75° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	166

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Regressão de curvas de Massa Específica e Viscosidade Dinâmica.	51
Tabela 2 – Métodos de Solução.	51
Tabela 3 – Valores de referência - Popinhak et al. (2013).	52
Tabela 4 – Valores de referência - Tian e Karayiannis (2000).	53
Tabela 5 – valores de referência - Tian e Karayiannis (2000).	53
Tabela 6 – Modelos de Turbulência.	54
Tabela 7 – Erros percentuais de amplitude de velocidade máxima $k - \omega$ Standard.	58
Tabela 8 – Erros percentuais de amplitude de velocidade máxima $k - \omega$ SST.	60
Tabela 9 – Erros percentuais de amplitude de velocidade máxima Transition SST.	63
Tabela 10 – Erros percentuais de amplitude de velocidade máxima Reynolds Stress.	65
Tabela 11 – Comparativo de erros percentuais para os modelos estudados, Popinhak et al. (2013).	67
Tabela 12 – Erros percentuais de amplitude de velocidade máxima - $k - \omega$ STD.	71
Tabela 13 – Erros percentuais de amplitude de velocidade máxima - $k - \omega$ SST.	74
Tabela 14 – Erros percentuais de amplitude de velocidade máxima - Transition SST.	77
Tabela 15 – Erros percentuais de amplitude de velocidade máxima - Reynolds Stress.	80
Tabela 16 – Comparativo de erros percentuais para os modelos estudados Tian e Karayiannis (2000).	80
Tabela 17 – Condições de contorno para diferentes valores de Rayleigh.	83
Tabela 18 – Consolidação de resultados de Nusselt médio - Inseto Condutivo	96
Tabela 19 – Consolidação de resultados de Nusselt médio - Inseto Adiabático	107
Tabela 20 – Consolidação de resultados de Nusselt médio - Inseto Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	130
Tabela 21 – Consolidação de resultados de Nusselt médio - Inseto Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	139
Tabela 22 – Consolidação de resultados de Nusselt médio - Inseto Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	152
Tabela 23 – Consolidação de resultados de Nusselt médio - Inseto Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	161

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD	Computational Fluid Dynamics.
DNS	Direct Numerical Simulation.
LBM	Lattice Boltzmann Method.
LDV	Laser Doppler Velocimetry.
LES	Large Eddy Simulation.
RANS	Reynolds Average Navier-Stokes.
RKE	$k - \varepsilon$ Realizable.
RNGKE	$k - \varepsilon$ Re-Normalization Group.
RSM	Reynolds Stress Model.
SKW	$k - \omega$ Standard.
SKE	$k - \varepsilon$ Standard.
SST	Shear Stress Transport.
SSTKW	$k - \omega$ SST.
URANS	Unsteady Reynolds Average Navier-Stokes.

LISTA DE SÍMBOLOS

α	Coeficientes de difusibilidade térmica.
AR_v	Razão de aspecto.
β	Coeficiente de expansão térmica.
C	Componente de velocidade média na direção i .
D	Profundidade da cavidade.
Δ	Diferença entre grandezas.
g	Gravidade.
H	Altura da cavidade.
h_c	Coeficiente convectivo médio.
h_x	Coeficiente convectivo Local.
k_f	Condutividade térmica do fluido.
k_i	Condutividade térmica do inserto.
L	Largura da cavidade.
μ	Viscosidade dinâmica.
μ_t	Viscosidade dinâmica turbulenta.
Nu_H	Número de Nusselt Global.
Nu_L	Número de Nusselt Local.
P	Pressão.
Ra	Número de Rayleigh.
ρ	Massa específica.
T	Temperatura.
T_c	Temperatura da superfície fria.
T_h	Temperatura da superfície quente.
u_i	Componente de velocidade na direção i .
u_j	Componente de velocidade na direção j .
u'	Flutuação de velocidade.
y^+	Velocidade de atrito.
\bar{u}_i	Componente de velocidade média na direção i .
\bar{u}_j	Componente de velocidade média na direção j .

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	20
1.1	JUSTIFICATIVA	21
1.2	OBJETIVOS	21
1.2.1	Objetivos Gerais	21
1.2.2	Objetivos Específicos	21
2	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	23
3	FORMULAÇÃO TEÓRICA	33
3.1	EQUAÇÕES GOVERNANTES DO ESCOAMENTO	33
3.2	EQUAÇÕES MÉDIAS DE REYNOLDS	34
3.2.1	O Problema de Fechamento	34
3.2.2	Média do Produto de Duas Propriedades do escoamento	35
3.2.3	Equação da Continuidade com Média de Reynolds	36
3.2.4	Equação da Quantidade de Movimento Linear com Média de Reynolds	37
3.2.5	Equação da Energia com Média de Reynolds	38
3.3	MODELOS DE TURBULÊNCIA <i>RANS</i>	39
3.3.1	Modelo de Duas Equações $k - \varepsilon$	39
3.3.2	Efeitos de empuxo para o modelo $k - \varepsilon$	41
3.3.3	Modelo de Duas Equações $k - \omega$	41
3.3.4	Efeitos da flutuação turbulenta para o modelo $k - \omega$	44
3.3.5	Modelo $k - \omega$ - <i>SST</i> Shear Stress Transport	44
3.3.6	Efeitos da flutuação turbulenta para o modelo $k - \omega$ - <i>SST</i>	45
3.3.7	Modelo Transition <i>SST</i>	46
3.3.8	Modelo Reynolds Stress	47
3.3.9	Efeitos da flutuação turbulenta para o modelo Reynolds Stress	48
3.4	CONDIÇÕES DE CONTORNO	48
3.5	EXPERIMENTO DE (POPINHAK et al., 2013)	48
3.6	EXPERIMENTO DE TIAN E KARAYIANNIS (2000).	52
3.7	DEFINIÇÕES DE FERRAMENTAS DO PROGRAMA	53
4	VALIDAÇÃO NUMÉRICA	55
4.1	CONDIÇÕES DE CONVERGÊNCIA DE MODELOS NUMÉRICOS	55
4.2	VALIDAÇÃO NUMÉRICA UTILIZANDO O EXPERIMENTO DE POPINHAK ET AL. (2013)	56
4.2.1	Modelo $k - \omega$ standard aplicado a cavidade de Popinhak et al. (2013)	56
4.2.2	Modelo $k - \omega$ <i>SST</i> aplicado a cavidade de Popinhak et al. (2013)	59
4.2.3	Modelo Transition <i>SST</i> aplicado a cavidade de Popinhak et al. (2013)	61

4.2.4	Modelo Reynolds Stress aplicado a cavidade de Popinhak et al. (2013).	64
4.2.5	Consolidação dos resultados da cavidade de Popinhak et al. (2013).	66
4.3	VALIDAÇÃO NUMÉRICA UTILIZANDO O MODELO DE TIAN E KARAYIANNIS (2000)	67
4.3.1	Modelo $k - \omega$ Standard aplicado a cavidade de Tian e Karayiannis (2000).	69
4.3.2	Modelo $k - \omega$ SST aplicado a cavidade de Tian e Karayiannis (2000).	72
4.3.3	Modelo Transition SST aplicado a cavidade de Tian e Karayiannis (2000).	75
4.3.4	Modelo Reynolds Stress aplicado a cavidade de Tian e Karayiannis (2000).	77
4.3.5	Consolidação dos resultados da cavidade de Tian e Karayiannis (2000).	80
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	82
5.1	INFLUENCIA DO ÂNGULO DE INCLINAÇÃO NO ESCOAMENTO - INSERTO CONDUTIVO	83
5.2	INFLUÊNCIA DAS DIMENSÕES DO INSERTO NO ESCOAMENTO - INSERTO CONDUTIVO	92
5.3	INFLUÊNCIA DO ÂNGULO DE INCLINAÇÃO NO ESCOAMENTO - INSERTO ADIABÁTICO	97
5.4	INFLUÊNCIA DAS DIMENSÕES DO INSERTO NO ESCOAMENTO - INSERTO ADIABÁTICO.	103
5.5	ANÁLISES DE NUSSELT GLOBAL PARA OS INSERTOS CONDUTIVO DE ADIABÁTICO.	107
6	CONCLUSÃO	111
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	112
	REFERÊNCIAS	113
	APÊNDICE A – OUTROS RESULTADOS OBTIDOS DURANTE AS VALIDAÇÕES DOS MODELOS RANS	116
A.0.1	Resultados obtidos por modelos RANS para velocidade horizontal - Velo- cidade U	116
A.0.1.1	<i>Estudo de velocidades horizontais (POPINHAK et al., 2013)</i>	116
A.0.1.2	<i>Estudo de velocidades horizontais (TIAN; KARAYIANNIS, 2000)</i>	119
	APÊNDICE B – GRÁFICOS DE PERFIS DE VELOCIDADE E Nu_L PARA Ra DE DIFERENTES ORDENS - INSERTO CONDUTIVO.	123
B.1	PERFIS DE VELOCIDADES HORIZONTAL - $Ra = 7,5 \cdot 10^8$	123
B.2	PERFIS DE VELOCIDADES HORIZONTAL E VERTICAL - $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	125
B.3	NUSSELT LOCAL EM FUNÇÃO DO TAMANHO DO INSERTO E ROTA- ÇÃO - $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	130
B.4	PERFIS DE VELOCIDADES HORIZONTAL E VERTICAL - $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	135

B.5	NUSSELT LOCAL EM FUNÇÃO DO TAMANHO DO INSERTO E ROTAÇÃO - $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	139
APÊNDICE C – GRÁFICOS DE PERFIS DE VELOCIDADE E Nu_L		
PARA Ra DE DIFERENTES ORDENS - INSERTO		
ADIABÁTICO. 145		
C.1	PERFIS DE VELOCIDADES HORIZONTAL - $Ra = 7,5 \cdot 10^8$	145
C.2	PERFIS DE VELOCIDADES HORIZONTAL E VERTICAL - $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	147
C.3	NUSSELT LOCAL EM FUNÇÃO DO TAMANHO DO INSERTO E ROTAÇÃO - $Ra = 7,5 \cdot 10^7$	152
C.4	PERFIS DE VELOCIDADES HORIZONTAL E VERTICAL - $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	157
C.5	NUSSELT LOCAL EM FUNÇÃO DO TAMANHO DO INSERTO E ROTAÇÃO - $Ra = 7,5 \cdot 10^9$	161

1 INTRODUÇÃO

A transferência de calor por convecção natural é caracterizada por não haver um agente externo promovendo o escoamento. O fenômeno de convecção natural em uma cavidade pode ser tão complexo quanto a geometria, e a orientação da cavidade Bejan (2013). Diversos autores dividem o fenômeno de convecção natural dentro de uma cavidade em duas classes; (1) cavidades aquecidas pelas superfícies superior e inferior com as laterais termicamente isoladas (2) cavidades onde as laterais estão em diferentes temperaturas e as superfícies superior e inferior são adiabáticas. Ambas as classes são essenciais para o entendimento e resolução dos problemas encontrados na engenharia envolvendo a circulação natural de fluidos, no entanto, no presente estudo serão priorizadas as da segunda classe.

Em uma cavidade retangular de altura H , o calor é transferido naturalmente da região da parede quente para a parede fria, através da formação de um vórtice no centro da cavidade, onde este movimento gerado pela diferença de densidade do fluido, inicialmente estacionário, é considerada a força motriz desta transferência de calor Mirjalily, Oloomi et al. (2019). No entanto, o desenvolvimento do escoamento no interior desta cavidade não depende exclusivamente da diferença de temperatura entre a região da parede quente, e da parede fria, mas também das propriedades do fluido e da geometria da cavidade.

De acordo com Barakos, Mitsoulis e Assimacopoulos (1994) e Penot, Skurtys e Saury (2010), o escoamento pode ser classificado como laminar ou turbulento da seguinte forma: números de Rayleigh menores que 10^8 são considerados laminares, enquanto números superiores a 10^8 e 10^9 passam a ser considerados turbulentos, dependendo da razão de aspecto da cavidade.

Muitos experimentos foram utilizados para a validação dos modelos numéricos, dentre estes experimentos os fluidos de trabalho mais comuns são água e ar. Neste presente estudo serão selecionados dois experimentos para validação, o realizado por Popinhak et al. (2013), e o realizado por Tian e Karayiannis (2000). O experimento de Popinhak et al. (2013) será utilizado na validação do modelo numérico, uma vez que neste experimento o autor utilizou uma geometria com razão de aspecto fixa, igual a $AR_v = 4$, e água foi utilizada como fluido de trabalho. O autor conseguiu captar os perfis de velocidade dentro da cavidade utilizando a técnica de Laser Doppler Velocimetry (LDV). Esta técnica é empregada em diversos estudos por não interferir no escoamento, ter alta resolução e acuracidade, podendo distinguir as componentes da velocidade do escoamento em relação a um sistema de coordenadas no momento da aquisição dos dados. O experimento de Tian e Karayiannis (2000) será utilizado como uma segunda validação dos modelos numéricos implementados, neste experimento, o autor utiliza ar como fluido de trabalho em uma cavidade com superfícies laterais aquecidas em diferentes temperaturas e razão de aspecto, $AR_v = 1$, fazendo com que os modelos sejam testados em diferentes propriedades de fluido. As razões pelas quais será necessário realizar a validação dos modelos numéricos com mais de um estudo são as assimetrias encontradas nos resultados dos perfis de velocidade no experimento de Popinhak et al. (2013), mais informações sobre estas assimetrias serão discutidas

na seção 4. Após a validação, este trabalho tem como objetivo estudar o escoamento em cavidades com diferentes geometrias da originalmente validada, podendo haver variações em relação a seu ângulo de inclinação original, presença de insertos no interior da cavidade, sejam eles condutivos ou adiabáticos, bem como a avaliação destes parâmetros em diferentes escalas de Rayleigh, uma vez que aplicações cotidianas da engenharia contam com algumas dessas particularidades.

1.1 JUSTIFICATIVA

O fenômeno de convecção natural em cavidades pode ser encontrado em várias aplicações industriais, tais como, injeção plástica, extrusão de perfis, resfriamento de micro circuitos eletrônicos, coletores solares, reatores nucleares e tanques de armazenamentos de combustíveis. Muitos estudos científicos já foram feitos em relação a simulação e discretização destes problemas, no entanto, poucos estudos envolvendo modelos de turbulência para escoamentos com altos números de Rayleigh foram aplicados nesta problemática. Em algumas aplicações, como por exemplo reservatórios de aquecimento por energia solar, a orientação da cavidade pode não seguir uma orientação usual, na qual sua inclinação será estudada neste trabalho.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivos Gerais

O presente trabalho tem como objetivo a modelagem e simulação de uma cavidade para o estudo de perfis de velocidade e a transferência de calor gerada pelo gradiente de temperatura entre as paredes do reservatório. A contribuição científica do referido estudo será a comparação entre modelos de turbulência e a correlação destes modelos com os resultados experimentais obtidos por Popinhak et al. (2013) e Tian e Karayiannis (2000), tendo como principal objetivo o estudo do padrão de escoamento e troca de calor de uma cavidade com diferentes orientações.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Simular a cavidade onde ocorre o escoamento por convecção natural utilizando o software comercial *AnsysFluent*[®];
- Obter os perfis de velocidade em pontos distintos da cavidade;
- Utilizar diferentes modelos de turbulência para correlacionar com resultados experimentais obtidos por Popinhak et al. (2013);
- Eleger o modelo com melhor correlação com os resultados experimentais e aplica á-los em diferentes geometrias.
- Avaliar as alterações no padrão de escoamento após a mudança de orientação, razão de aspecto e adição do inserto no interior da cavidade.

- Determinação do envelope para previsão dos valores de Nusselt Global dentro dos limites superior, e inferior estudados neste trabalho.

2 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Devido a praticidade de utilização de softwares comerciais como o *AnsysFluent*[®], *OpenFoam*[®], *AnsysCFX*[®] e *AltairCFD*[™], o *CFD* (*Computational Fluid Dynamics*) vem ganhando cada vez mais espaço no cenário industrial e acadêmico, graças ao aprimoramento dos modelos matemáticos e os avanços computacionais. Estes avanços tecnológicos possibilitam uma grande flexibilidade nas soluções de engenharia, e ainda, reduzem custos de experimentação e prototipagem durante o desenvolvimento de projetos.

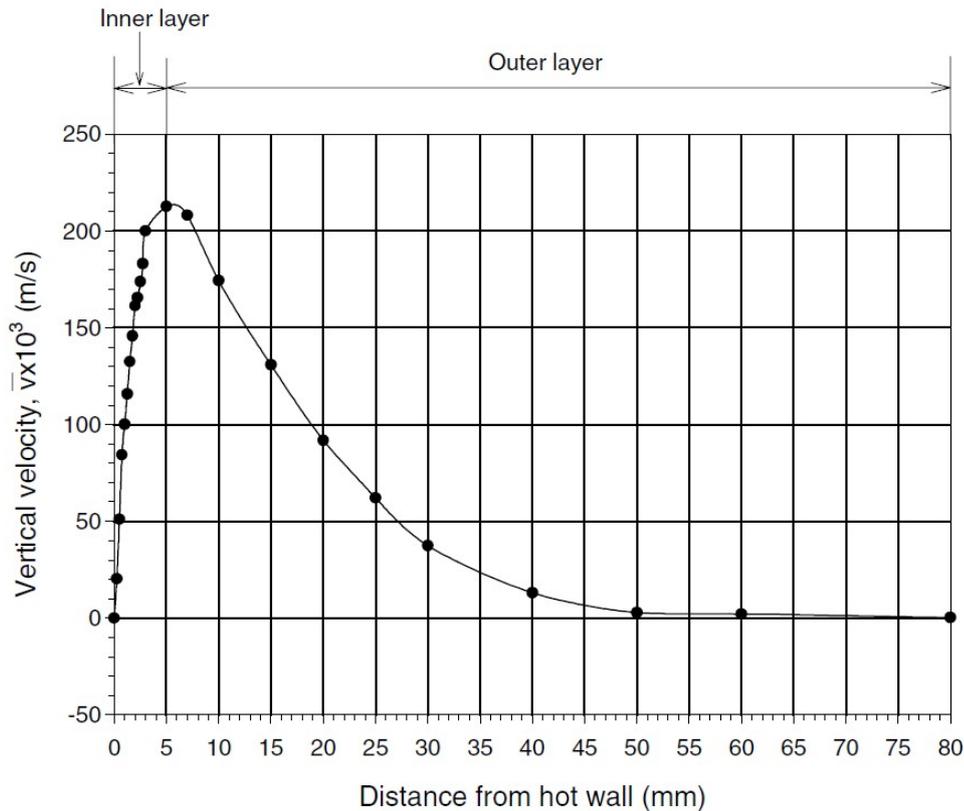
Quando inicia-se a solução de uma problemática em *CFD*, é de grande importância que no início do estudo sejam feitas análises que auxiliem a compreensão da escala em que esta problemática deve ser resolvida. A solução numérica sem qualquer tipo de aproximação, é chamada de *DNS* (*Direct Numerical Simulation*). Este método de solução das equações de governo fornece a maior acurácia de resultados, tanto, para escoamentos em regime laminar ou turbulentos. Porém, esta solução implica em um custo computacional elevado, uma vez que este método é capaz de simular até mesmo as pequenas escalas, denominadas por escalas de Kolmogorov.

A fim de contornar a barreira computacional, muitos estudos utilizam o modelo de *LES* (*Large Eddy Simulation*), desta forma, a modelagem do problema se torna mais simplificada não sendo necessário uma quantidade tão excessiva de pontos para a discretização do domínio, quando comparado com a simulação *DNS*. Mesmo assim, para problemas que envolvem um extenso domínio de discretização, a utilização do *LES* ainda pode ser limitado pela barreira computacional, restando apenas a alternativa de se utilizar as equações de Navier-Stokes promediadas por Reynolds, também conhecidas como *RANS* (*Reynolds Average Navier-Stokes*). Para a obtenção dessas equações é utilizado um processo de média, que transforma as propriedades do escoamento instantâneas em propriedades médias. As metodologias *RANS* possuem acurácia suficiente para a maioria das aplicações de engenharia, por isso neste estudo esta abordagem será priorizada.

No início dos estudos de escoamento em cavidades fechadas, muitos autores obtiveram resultados importantes provenientes da experimentação, como no caso de Ampofo e Karayiannis (2003), que apresentou gráficos do perfil de velocidades desenvolvido da cavidade em função da distância da parede. Este trabalho foi desenvolvido em uma cavidade com dimensões 0,75m de altura, 0,75m de largura e 1,5m de profundidade, e anexo ao gráfico de perfil de velocidades o autor classificou os resultados obtidos de acordo com a estrutura da camada limite. A Figura 1 mostra os resultados obtidos no referido estudo.

Estes resultados obtidos por Ampofo e Karayiannis (2003) foram comparados, posteriormente, por Mirjalily, Oloomi et al. (2019), na validação do seu modelo $k - \omega$ para escoamentos de baixo Reynolds, mostrando que os resultados obtidos por seu modelo numérico eram altamente consistentes com este teste experimental. A Figura 2 mostra a comparação entre os perfis de velocidades obtidos pelos autores.

Figura 1 – Perfil de velocidades verticais próximo a parede quente.



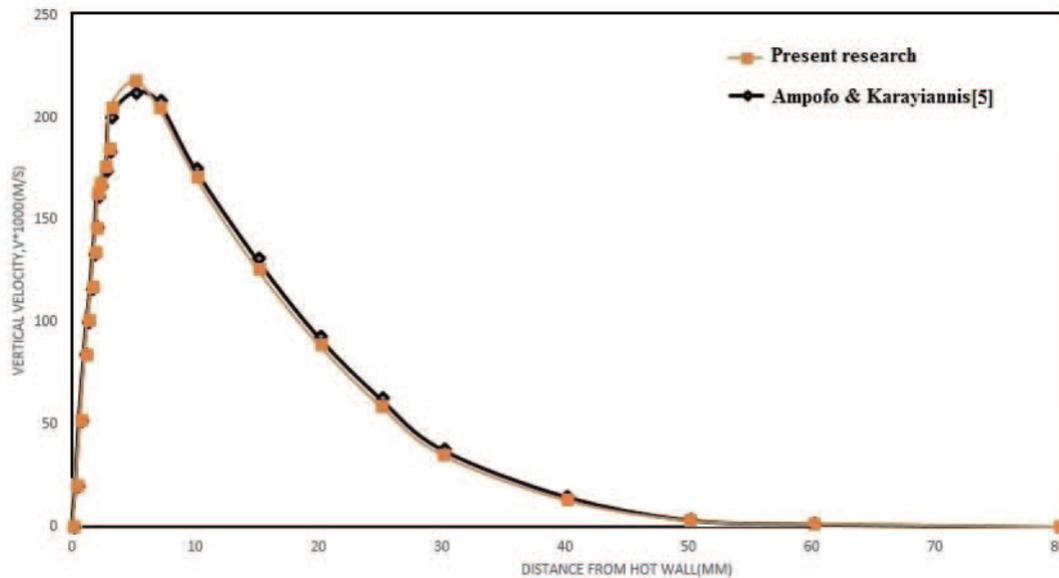
Fonte: Ampofo e Karayiannis (2003)

A diferença entre resultados obtidos pelos autores, em relação a Nusselt médio e velocidades verticais, foram 1,65% e 1,87%, respectivamente, no qual torna a diferença negligenciável. Posteriormente, Mirjalily, Oloomi et al. (2019) utiliza este modelo para estudar a influência da posição da fonte quente em relação a fonte fria no interior da cavidade, e mostra que a transferência de calor diminui, em termos de Nusselt médio, a medida que aumentamos a distância entre as mesmas.

Mergui e Penot (1997) estudou uma cavidade utilizando ar como fluido de trabalho, com dimensões de 0,94m de altura, 1,04m de largura, e 0,7m de profundidade, em um escoamento de alto Rayleigh, $Ra_H = 1,69 \cdot 10^9$, empregando a técnica *LDV* junto com a instalação de termopares para a medição dos perfis de velocidade e temperatura, respectivamente. Os resultados apresentados foram perfis de temperatura e velocidade, raiz média quadrática das flutuações de temperatura e velocidade, a magnitude e localização da velocidade máxima, tensão de cisalhamento e coeficientes de atrito e termos de produção de energia cinética turbulenta. A avaliação das temperaturas locais na região central e nas duas camadas limites, localizadas ao longo das paredes verticais, evidencia a conservação da simetria imposta pelas condições de contorno. Destacam-se também o fenômeno de relaminarização em regiões da camada limite a montante, e o aparecimento de baixa turbulência térmica em regiões mais a jusante.

Outra técnica empregada na coleta de dados experimentais, neste tipo de experimentação,

Figura 2 – Comparação entre resultados para perfis de velocidades verticais obtidos por Ampofo e Karayiannis (2003) e Mirjalily, Oloomi et al. (2019)

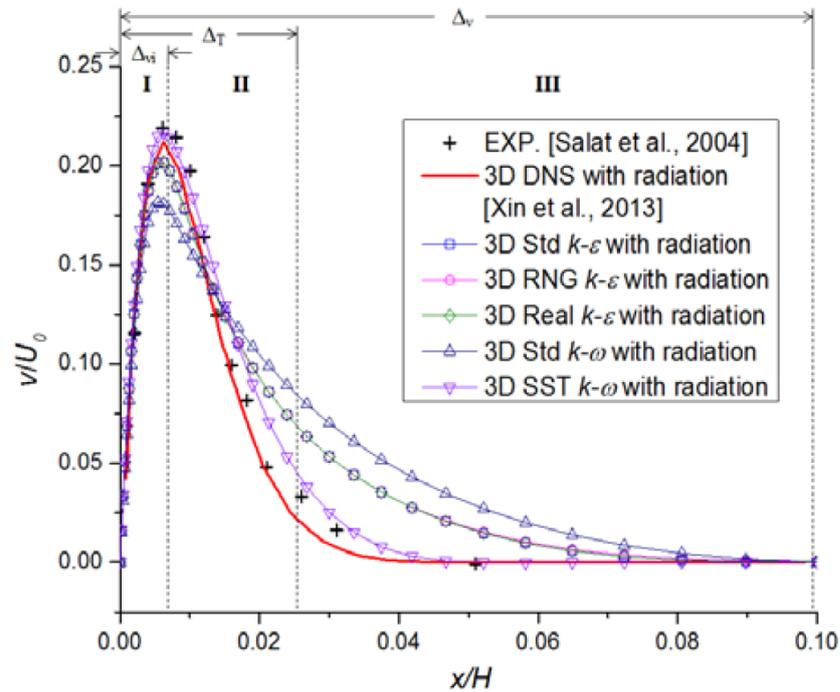


Fonte: Mirjalily, Oloomi et al. (2019)

é a *Shadowgraph Technique*, esta técnica foi utilizada por Schöpf, Patterson e Brooker (1996) para estudar o desenvolvimento do escoamento no interior de uma cavidade com dimensões 0,24m de altura, 0,24m de largura e 0,5m de profundidade até que fosse atingido o regime permanente. O autor obteve uma série de imagens e com elas conseguiu mostrar que os pontos onde ocorriam os picos das ondas, bem como os picos de velocidade, na região da camada limite da parede quente eram uma função do tempo até que o escoamento atingisse o regime permanente.

Wu e Lei (2015) estudou os fenômenos de convecção natural e radiação em uma cavidade preenchida por ar, utilizando vários modelos RANS de turbulência, dentre eles muitos modelos serão comparados neste estudo para a validação do modelo proposto, como por exemplo os modelos, $k - \epsilon$ standard, $k - \epsilon$ realisable, $k - \omega$ standard e $k - \omega$ SST. O autor comparou os resultados obtidos pelos modelos RANS com resultados de simulações utilizando DNS. O estudo revelou que todos os modelos RANS são capazes de capturar as principais características dos escoamento e ainda, prever as principais grandezas em relação a média de tempo. A Figura 3 mostra os resultados obtidos por Wu e Lei (2015) para os perfis de velocidade desenvolvidos no interior da cavidade.

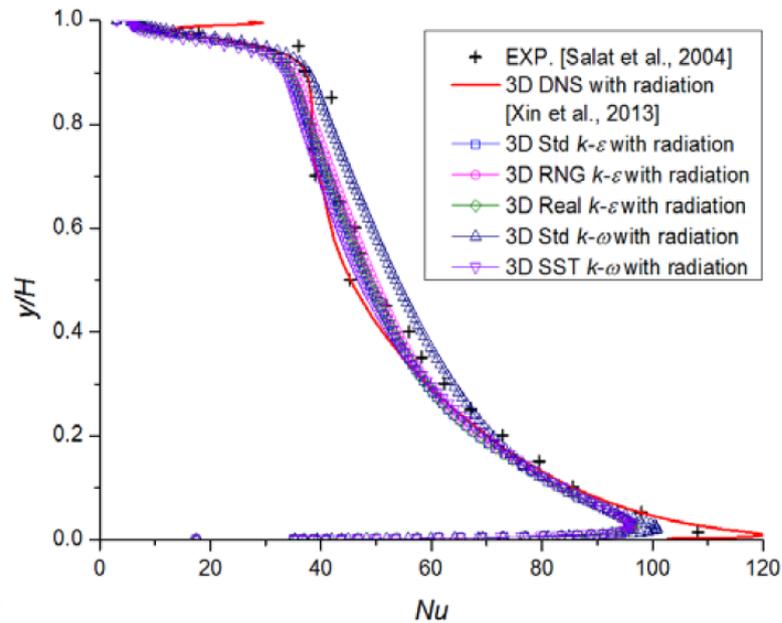
Figura 3 – Perfis de velocidade obtidos por Wu e Lei (2015), comparando modelos *RANS*, *DNS* e resultados experimentais.



Fonte: Wu e Lei (2015)

Este estudo revela que as variantes do modelo $k - \varepsilon$ apresentam resultados muito similares, no entanto as variantes baseadas no modelo $k - \omega$ apresentaram maiores variações de resultados entre si. O estudo conclui que o modelo $k - \omega$ SST teve o melhor desempenho em relação à previsão de temperaturas médias e perfis de velocidade desenvolvidos na cavidade. Porém, todos os modelos *RANS* produzem resultados semelhantes para os números locais e médios de Nusselt ao longo da parede quente, e tem boas correlações com as medições experimentais e resultados de *DNS*. A Figura 4 mostra os resultados obtidos por Wu e Lei (2015) para o Nusselt local.

Figura 4 – Resultados de Nusselt local obtidos por Wu e Lei (2015), comparando modelos *RANS*, *DNS* e resultados experimentais.



Fonte: Wu e Lei (2015)

O autor encerra o trabalho concluindo que o modelo $k - \omega$ standard teve o pior desempenho, tanto para o perfil de velocidade desenvolvido na cavidade, quanto para o Nusselt local.

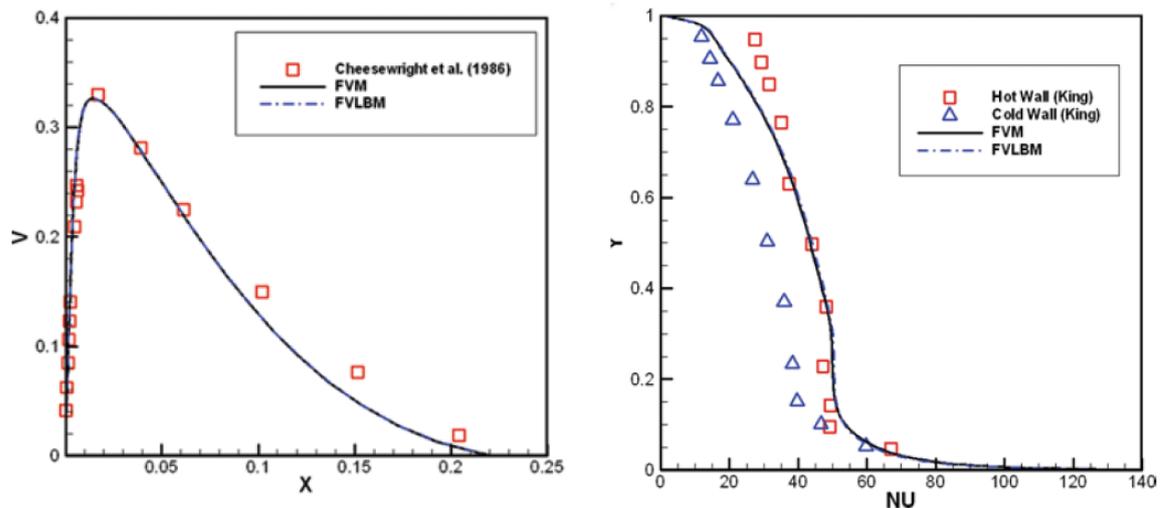
Saury et al. (2011) realizaram um estudo experimental utilizando ar como fluido de trabalho, dentro de uma cavidade com dimensões de altura, largura e profundidade iguais à $3,84m$, $1,00m$ e $0,86m$, respectivamente. A influência da radiação da parede no parâmetro de estratificação foi evidenciada. No lado interno da cavidade foi adicionado um filme de baixa emissividade para reduzir a radiação da parede. A medição dos perfis de velocidade também foram realizados pela técnica LDV, na região superior da cavidade para três números de Rayleigh ($4,0 \cdot 10^{10}$, $8,1 \cdot 10^{10}$ e $1,2 \cdot 10^{10}$). As medições de temperaturas foram realizadas utilizando termopares. O fluxo de ar no interior da cavidade foi analisado e o número de Nusselt ao longo da parede quente e fria também foi apresentado. Os autores concluíram que o número de Rayleigh tem pouca influência no parâmetro de estratificação, enquanto que a relação de aspecto AR_v vertical, AR_h horizontal e a emissividade da parede desempenham um papel de grande influência sobre este parâmetro.

Embora as simulações envolvendo escoamentos por convecção natural em cavidades tenham geometrias simples, muitas vezes os modelos numéricos de solução do escoamento necessitam de modificações para desempenhar uma boa correlação, este é o exemplo de um clássico estudo realizado por Ince e Launder (1989), no qual os autores empregaram uma modificação no termo de dissipação de energia proposta por YAP (1987), a qual foi aplicada, primeiramente, em um estudo de convecção forçada em escoamentos separados. Devido a esta modificação, os autores tiveram sucesso na previsão dos escoamentos estudados, o que fez com

que Mirjalily, Oloomi et al. (2019) utilizasse, posteriormente, estes resultados obtidos por Ince e Launder (1989) em sua validação.

Choi et al. (2012) apresentou um estudo com o objetivo de investigar o escoamento interno de uma cavidade por convecção natural, através do método de *Lattice Boltzmann (LBM)*, para as equações de conservação da massa e quantidade de movimento, enquanto utilizava o modelo $k - \epsilon$ para a solução da equação da energia. O modelo de relaxamento elíptico é empregado alterando o modelo de turbulência, e os fluxos de calor turbulentos são tratados por um modelo de fluxo algébrico. Todas as equações governantes são discretizadas utilizando o método de volumes finitos. Os termos de convecção foram tratados pelo autor por um modelo de diferença central de segunda ordem, aplicando um método de correção para garantir a precisão e estabilidade das soluções (relaxação). Os resultados obtidos pelo método *LBM* foram comparados com os estudos experimentais de King (1989) e Cheesewright (1986), são mostrados na Figura 5.

Figura 5 – Perfis de velocidade e Nusselt local obtidos por Choi et al. (2012), comparados com os resultados de King (1989) e Cheesewright (1986).



Fonte: Choi et al. (2012)

O autor mostra que o *LBM* combinado com o modelo térmico híbrido prevê componentes de velocidade média e números de Nusselt locais tão bem quanto as do método de volumes finitos convencional. Verificou-se neste estudo que a precisão e a estabilidade da solução são significativamente afetadas pelo tratamento do termo de convecção, especialmente perto da parede, justificando os critérios de relaxação durante a solução.

Muitos autores estudam a convecção natural no interior de uma cavidade, a fim de avaliar modelos numéricos que apresentem uma boa correlação durante a transição de regime de escoamento laminar-turbulento. Altaç e Uğurlubilek (2016) estudou as transições de escoamento para duas cavidades com razões de aspecto de $AR_v = 1$ e $AR_v = 10$, no qual comparou resultados obtidos por diversos modelos numéricos integrados no *AnsysFluent*[®] com resultados numéricos e experimentais de outros autores. Entre os modelos avaliados estão, $k - \epsilon$ Standard (*SKE*), $k - \epsilon$

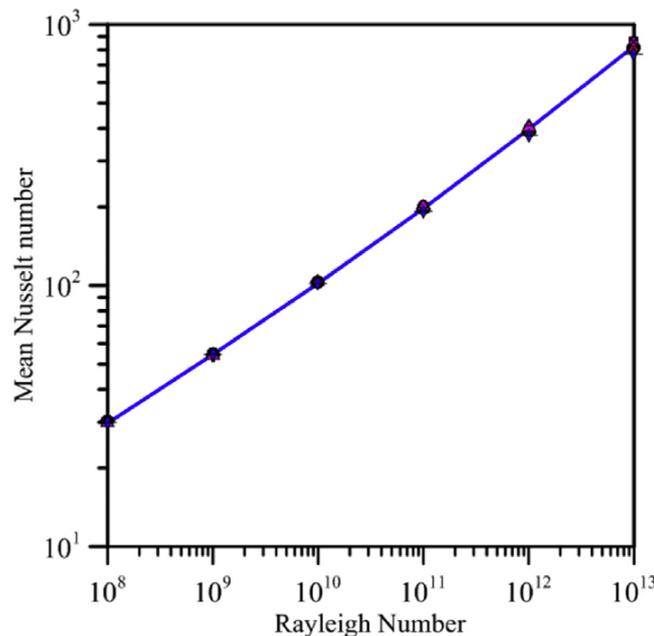
Re-Normalization Group (*RNGKE*), $k - \varepsilon$ Realizable (*RKE*), Reynolds Stress Model (*RSM*), $k - \omega$ Standard (*SKW*) e Shear Stress Transport (*SSTKW*). Em algumas situações apresentadas no estudo, as simulações utilizando modelos *RANS*, *SKE*, *RSM* e *SSTKW* obtiveram resultados com maior acuracidade aos obtidos por *DNS* para a previsão de Nusselt local \overline{Nu} , tomando como base modelos experimentais.

O estudo também mostra que para números de Rayleigh superiores a $Ra = 10^{12}$, os modelos *RSM* e *RKE* apresentam uma melhor correlação para \overline{Nu} , enquanto os modelos *SKW*, *SSTKW* e *SKE* apresentaram uma correlação satisfatória para previsão de \overline{Nu} . O modelo *RNGKE* apresentou a pior correlação entre os modelos *RANS*, o estudo ainda afirma que nenhum dos modelos *RANS* apresentados mostrou-se capaz de correlacionar \overline{Nu} de maneira satisfatória, para valores de Rayleigh inferiores a $Ra = 10^5$. No fim do estudo o autor apresenta uma lei de formação que correlaciona \overline{Nu} e Ra , para $10^8 \leq Ra \leq 10^{13}$, esta correlação é expressa pela Equação 1,

$$\overline{Nu} = a \left(1 + b \exp \left[-c \left(\frac{Ra}{Ra_0} \right)^m \right] \right) Ra^n \quad (1)$$

onde, $Ra_0 = 5 \cdot 10^{10}$, $n = 0,305$, $a = 0,089605$, $b = 0,361711$, $c = 5,85635$ e $m = 0,3893$. A Figura 6 mostra a correlação obtida por Altaç e Uğurlubilek (2016) no qual os coeficientes de correlação e variância obtidos foram $r^2 = 0,998$ e $s^2 = 316,5$, respectivamente.

Figura 6 – Correlação entre Nusselt médio e número de Rayleigh obtida por Altaç e Uğurlubilek (2016).

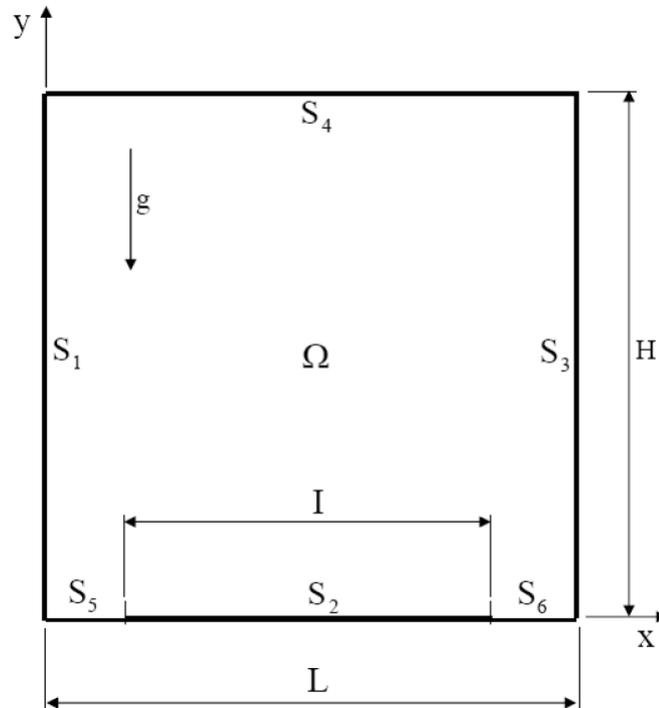


Fonte: Altaç e Uğurlubilek (2016)

Brito, Menon e Pirani (2009) estudou uma cavidade quadrada onde a geometria da cavidade era composta por duas paredes horizontais resfriadas, a superfície superior adiabática, e uma fonte geradora situada na superfície inferior da cavidade. A fim de entender o efeito

da superfície aquecida sobre o número de Rayleigh, o autor realizou um estudo em que o comprimento da superfície geradora era variável, a Figura 7 mostra a cavidade estudada.

Figura 7 – Cavidade estudada por Brito, Menon e Pirani (2009).

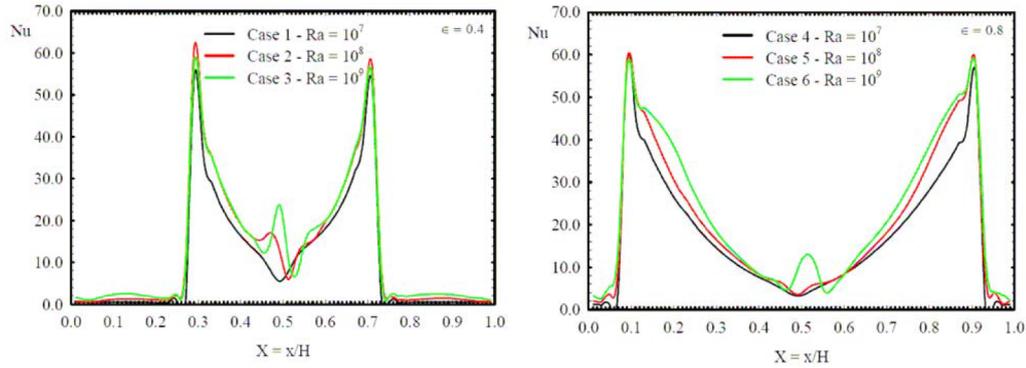


Fonte: Brito, Menon e Pirani (2009)

no qual S_1 e S_3 são as superfícies resfriadas, S_4 , S_5 , S_6 são superfícies adiabáticas, e S_2 é a fonte geradora.

A Figura 8 mostra os resultados obtidos pelo autor, para o Nusselt local, nas superfícies S_2 , S_5 e S_6 , para Rayleigh variando de $10^7 \leq Ra \leq 10^9$. Neste estudo o autor observa a presença de simetria em todos os resultados, até mesmo para valores mais elevados, como no caso de $Ra = 10^9$. Também é observado pelo autor no estudo, que o número de Nusselt aumenta à medida que a superfície aquecida S_2 tem sua dimensão aumentada, e ainda que, para uma dimensão fixa da superfície aquecida o aumento de Ra não resulta em uma maior troca de calor em S_2 .

Figura 8 – Resultados obtidos por Brito, Menon e Pirani (2009).



Fonte: Brito, Menon e Pirani (2009)

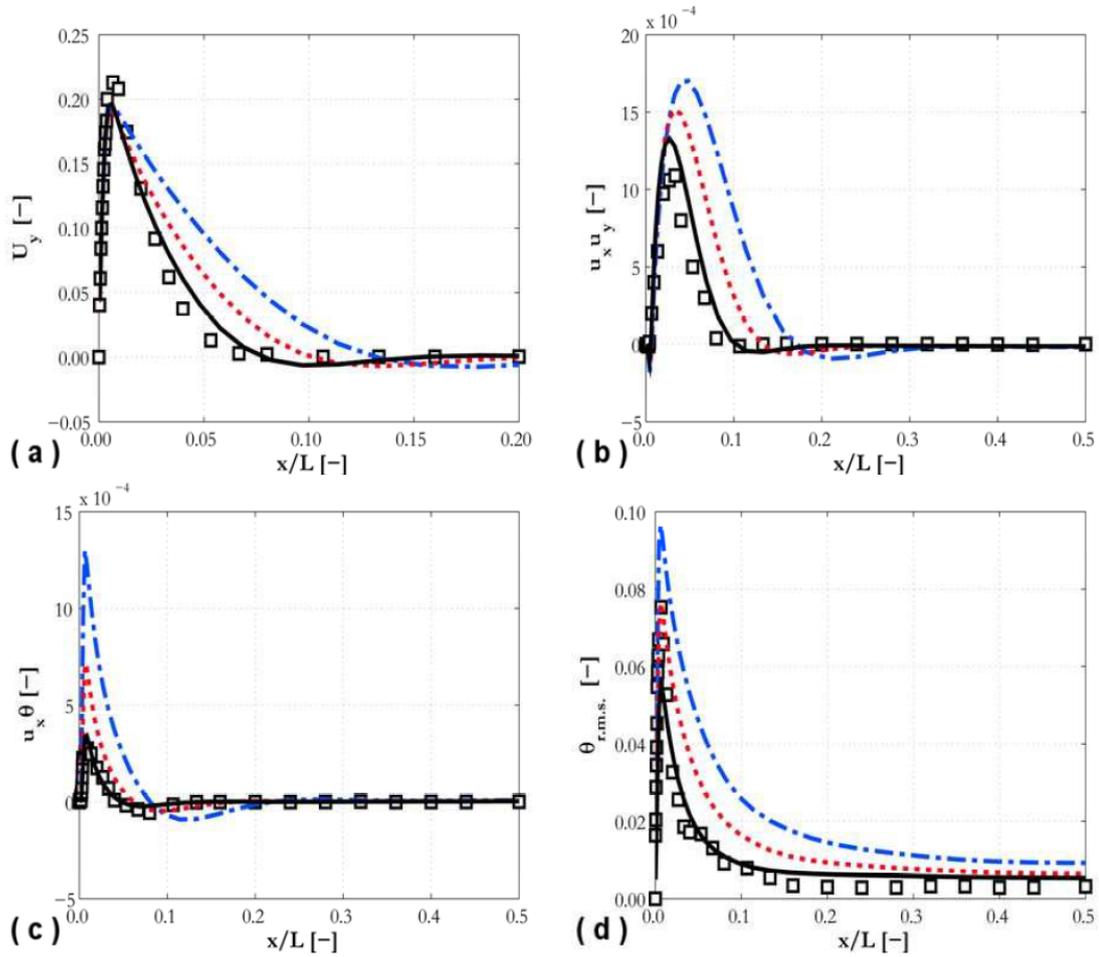
Colombo e Fairweather (2017), estudou um reservatório de resfriamento de um reator nuclear, em que os métodos de simulação *LES* e *RANS* foram implementados juntos a um modelo de ebulição próximo a parede no STAR-CCM+. O autor utilizou os estudos realizados por Ampofo e Karayiannis (2003) para validar os modelos numéricos de escoamento de uma fase, e a validação do escoamento de duas fases foi realizada comparando os resultados obtidos do experimento de Gandhi, Joshi e Vijayan (2013). O autor obteve uma boa correlação para os perfis de velocidade e temperatura alterando os valores de C_θ da equação de troca de calor turbulenta, Equação 2.

$$\overline{u_l \theta} = -C_\theta \tau \left(\overline{u_l u_j} \frac{\partial T}{\partial x_j} + \zeta \overline{u_j \theta} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \eta \beta g_i \overline{\theta^2} \right) \quad (2)$$

O autor relata no estudo que os melhores resultados para os perfis de velocidade e temperatura foram obtidos para $C_\theta = 0.0125$. Os resultados da validação são mostrados na Figura 9.

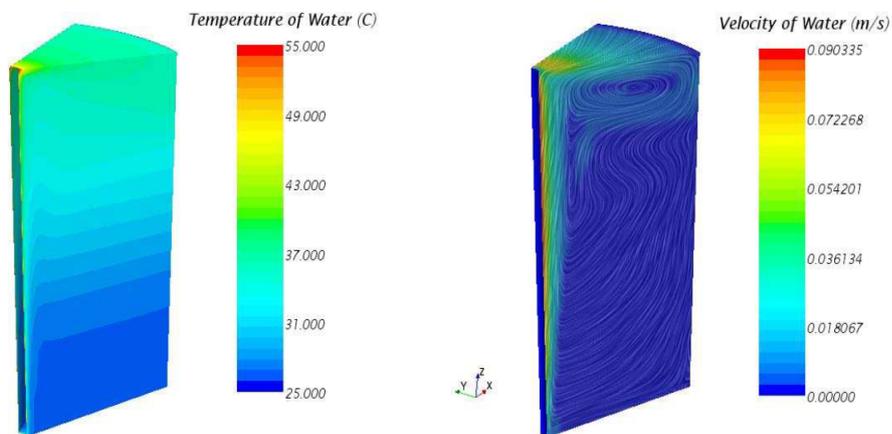
O estudo mostra a criação de uma zona de estratificação próxima a superfície do reservatório, esta região é mostrada na Figura 10. O autor observa que o modelo de turbulência implementado no STAR-CCM+ têm uma boa acuracidade para a previsão dos perfis mostrados nas Figuras 9 e 10, no entanto, ainda existe espaço para atualizações no modelo de turbulência de baixo Reynolds, a fim de melhorar a previsibilidade da troca de calor turbulenta.

Figura 9 – Perfis no lado esquerdo a metade da altura na cavidade de velocidade vertical (a), Tensão de Reynolds de cisalhamento (b), fluxo de calor turbulento horizontal (c) e flutuações de temperatura (d). C_θ igual a 0,05, 0,025 e 0,0125.



Fonte: Colombo e Fairweather (2017)

Figura 10 – Resultados obtidos por Colombo e Fairweather (2017).



Fonte: Colombo e Fairweather (2017)

3 FORMULAÇÃO TEÓRICA

No presente capítulo serão apresentados os principais temas relacionados ao estudo do escoamento turbulento em cavidades fechadas. O intuito de uma revisão bibliográfica sobre assuntos apresentados neste estudo visam esclarecer conceitos que serão amplamente utilizados e citados como embasamento teórico, apresentando a literatura envolvida nos assuntos aqui abordados.

3.1 EQUAÇÕES GOVERNANTES DO ESCOAMENTO

O escoamento dentro de uma cavidade, seja o regime laminar ou turbulento, pode ser caracterizado pelas equações de Navier-Stokes. Este conjunto de equações é composto pela a equação da continuidade, conservação de momento e energia, que são representadas pelas Equações 3, 4 e 5, respectivamente.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[2\mu \left(S_{ij} - \frac{1}{3} S_{kk} \delta_{ij} \right) \right] + \rho g_i \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho c_p u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \left(\frac{\partial p}{\partial t} \frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_i} \right) + \rho \Phi + S \quad (5)$$

Nas equações 3, 4 e 5, x_i e x_j são coordenadas cartesianas, t é o tempo, u_i e u_j são valores locais e instantâneos da velocidade, ρ , p e T são valores locais de massa específica, pressão e temperatura, respectivamente. Valores locais da viscosidade dinâmica, calor específico a pressão constante e da condutividade térmica do fluido são expressas por μ , c_p e k . Na equação 4 são apresentados os tensores das tensões viscosas, o primeiro deles é o tensor simétrico da deformação, definido pela Equação 6.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (6)$$

Enquanto S_{kk} , pode ser descrito pela Equação 7.

$$S_{kk} = \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (7)$$

Onde δ_{ij} que define a função delta de Kronecker.

As equações apresentadas acima podem ser simplificadas utilizando hipóteses relevantes aos casos que serão estudados. A primeira destas hipóteses é o escoamento incompressível, que será abordada na seção 3.2.

3.2 EQUAÇÕES MÉDIAS DE REYNOLDS

3.2.1 O Problema de Fechamento

Escoamentos turbulentos são caracterizados por apresentarem um comportamento caótico e aleatório em suas componentes de velocidade e para as demais propriedades do escoamento, como a pressão, temperatura, concentração, espécie química entre outros. Os modelos de turbulência procuram resolver um conjunto de equações de transporte modificadas pela introdução de componentes médios e flutuantes. Sendo assim, o problema de fechamento surge quando a velocidade u , por exemplo, é decomposta em um valor médio, \bar{u} , e uma flutuação instantânea denominada, u' .

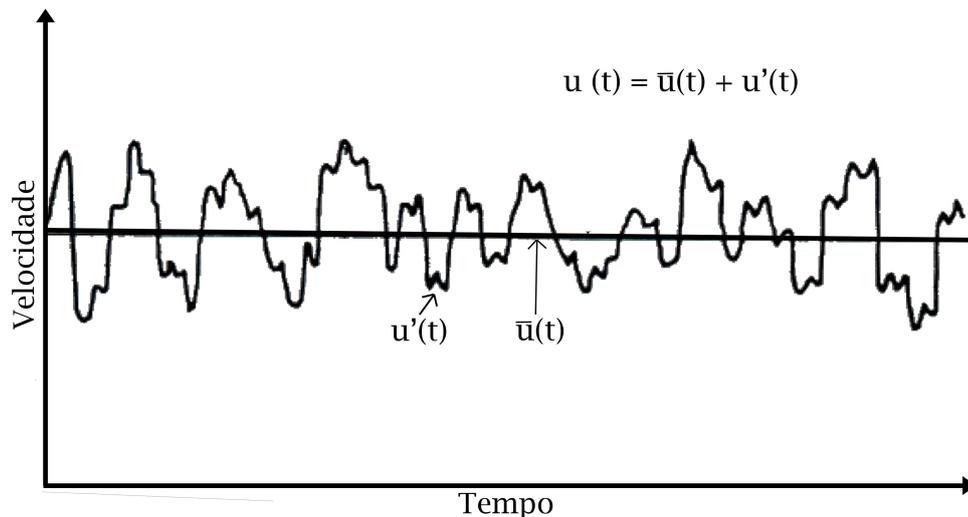
$$u = \bar{u} + u' \quad (8)$$

sendo o componente médio da velocidade é dado por,

$$\bar{u} = \lim_{\Delta T \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta T} \int_t^{t+\Delta T} u dt = u \quad (9)$$

onde ΔT é uma escala de tempo tão grande quanto às flutuações turbulentas, mas tão pequena quanto à escala de tempo à qual as equações são resolvidas. A substituição do valor médio (de tempo) nas equações de transporte originais resultará nas equações médias de Reynolds que serão apresentadas no decorrer desta seção.

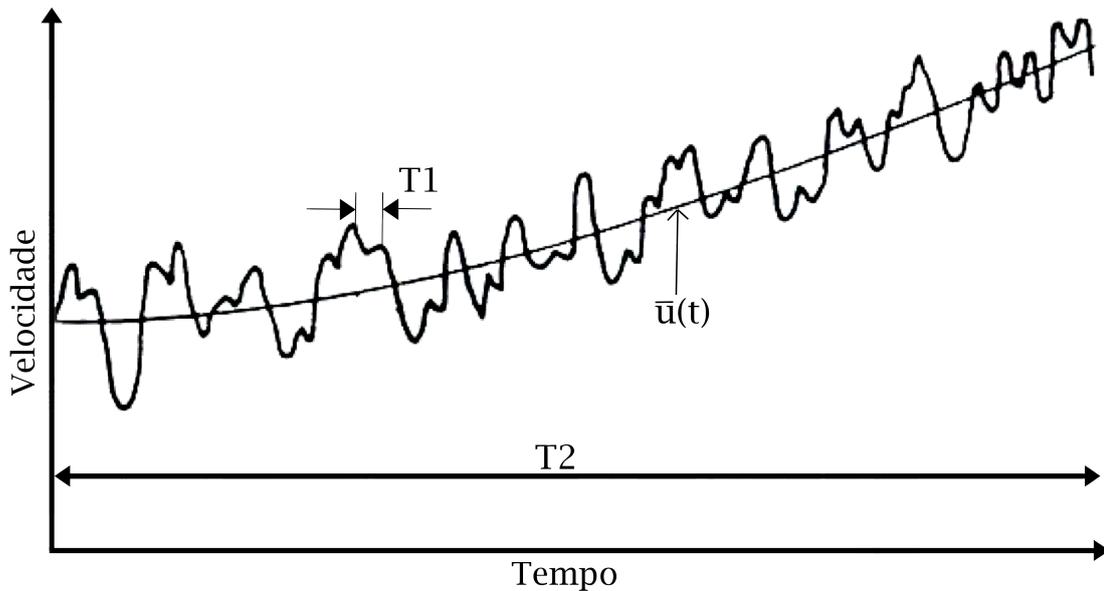
Figura 11 – Variação de velocidade em relação ao tempo em escoamento com ΔP constante.



Fonte: Bird, Stewart e 2nd (2002) adaptado

Quando o escoamento turbulento está exposto a um gradiente de pressão, que varia com o tempo, o mesmo perfil caótico é observado, porém, com variações no valor da velocidade média. Este comportamento é comumente denominado por turbulência não estacionária. A Figura 15 mostra o comportamento da velocidade instantânea em relação ao tempo.

Figura 12 – Problema com turbulência não-estacionária.



Fonte: Bird, Stewart e 2nd (2002) adaptado

O escoamento turbulento estacionário tem como premissa que as escalas de tempo $T1$ e $T2$ se diferem por muitas ordens de grandeza, ou seja, $T1 \ll T \ll T2$. Desta maneira, pode-se definir que

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} \rightarrow \frac{1}{T} \int_t^{t+T} \frac{\partial}{\partial t} (\bar{u}_i + u'_i) dt = \frac{\bar{u}_i(x, t+T) - \bar{u}_i(x, t)}{T} + \frac{u'_i(x, t+T) - u'_i(x, t)}{T} = 0 \quad (10)$$

uma vez que $T \rightarrow \infty$. Analisando as premissas adotadas em relação as ordens de grandeza das escalas de tempo $T1$ e $T2$, conclui-se que $T \rightarrow \infty$, no termo das flutuações, e $T \rightarrow 0$ no primeiro termo. Desta forma pode-se concluir que,

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial t} = \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} \quad (11)$$

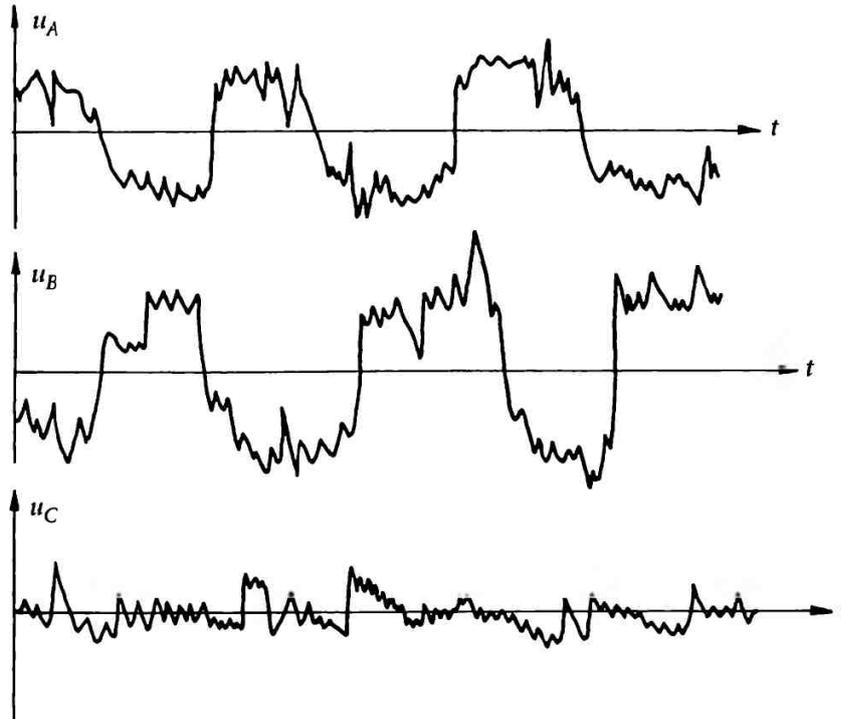
3.2.2 Média do Produto de Duas Propriedades do Escoamento

Sejam u e v componentes de velocidade instantâneas de um escoamento, desta forma, a média do produto destas duas grandezas é definida por,

$$\overline{uv} = \overline{(u + u')(v + v')} = \overline{uv} + \overline{uv'} + \overline{vu'} + \overline{u'v'} = \overline{uv} + \overline{u'v'} \quad (12)$$

Segundo Davidson (2015), a média do produto de duas flutuações não é zero caso as variáveis sejam correlacionadas. A Figura 13 mostra a correlação entre u_a , u_b e a não correlação de u_c com as anteriores, resultando em $\overline{u_a u_b} \neq 0$.

Figura 13 – Variáveis correlacionadas.



Fonte: Davidson (2015)

Tennekes et al. (1972), observa que no caso de $\overline{u_a u_b} \neq 0$, e ainda, $\overline{u_a u_c} \neq 0$, ou seja, variáveis correlacionadas, não implica que $\overline{u_b u_c} \neq 0$.

3.2.3 Equação da Continuidade com Média de Reynolds

Seja a Equação 3 definida como a equação da conservação da massa instantânea. Assumindo que o escoamento é incompressível, obtém-se na forma tensorial,

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (13)$$

então, aplica-se a decomposição de Reynolds descrita na Equação 8 no primeiro termo da Equação 13,

$$\frac{\partial \overline{u_i + u'_i}}{\partial x_i} = \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_i} = 0 \quad (14)$$

agora, aplica-se a definição de média descrita na Equação 9 em \overline{u} , obtém-se

$$\bar{u} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} u dt = u \quad (15)$$

conclui-se que,

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (16)$$

Isolando \bar{u}'_i da Equação 8 e aplicando a definição de média da 9, obtém-se

$$\bar{u}'_i = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} (u_i - \bar{u}_i) dt = u_i - \bar{u}_i = 0 \quad (17)$$

então conclui-se que,

$$\frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial x_i} = 0 \quad (18)$$

deste modo, obtém-se como resultado final para a equação de conservação da massa média $\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0$, uma vez que não houve o surgimento de nenhum termo novo quando comparado com a equação 3. Conclui-se que a conservação da massa média é igual a instantânea para a hipótese de escoamento incompressível.

3.2.4 Equação da Quantidade de Movimento Linear com Média de Reynolds

A equação da quantidade de movimento pode ser simplificada utilizando a hipótese de o fluido de trabalho ser incompressível, a Equação 4 pode ser simplificada conforme a Equação 19 considerando que as propriedades do escoamento são constantes,

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \rho g_i \quad (19)$$

utilizando os conceitos da decomposição de Reynolds definida pela Equação 8 e o conceito de média da Equação 9, obtém-se para o primeiro termo,

$$\frac{\partial(\overline{\rho u_i})}{\partial t} = \frac{\partial(\overline{\rho u_i})}{\partial t} = \frac{\partial \rho(\overline{u_i + u'_i})}{\partial t} = \frac{\partial \rho(\overline{u_i})}{\partial t} \quad (20)$$

agora repetindo para o segundo termo da Equação 19, tem-se

$$\frac{\partial(\overline{\rho u_i u_j})}{\partial x_j} = \frac{\partial \rho(\overline{u_i + u'_i})(\overline{u_j + u'_j})}{\partial x_j} = \frac{\partial \rho(\overline{u_i u_j} + \overline{u'_i u_j} + \overline{u_i u'_j} + \overline{u'_i u'_j})}{\partial x_j} + \frac{\partial \rho(\overline{u_i u_j} + \overline{u'_i u_j} + \overline{u_i u'_j} + \overline{u'_i u'_j})}{\partial x_j}$$

(21)

como já discutido na seção anterior 3.2.2, a média de uma flutuação é nula, no entanto, a média do produto de duas flutuações de duas variáveis correlacionadas é diferente de zero $u_a u_b \neq 0$, então, a Equação 21 pode ser resumida aos termos,

$$\frac{\overline{\partial(\rho u_i u_j)}}{\partial x_j} = \frac{\partial(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial(\rho \overline{u'_i u'_j})}{\partial x_j} \quad (22)$$

Agora, aplica-se a média de Reynolds para o restante dos termos na Equação 19, obtém-se

$$-\frac{\overline{\partial p}}{\partial x_i} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} \quad (23)$$

$$\frac{\overline{\partial \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) \quad (24)$$

$$\overline{\rho g_i} = \rho g_i \quad (25)$$

prossequindo com a substituição dos resultados médios obtidos nas Equações 20, 22, 23, 24 e 25 na Equação 19, obtém-se a equação de conservação de momento linear com média de Reynolds,

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right) + \rho g_i \quad (26)$$

no qual, $\rho \overline{u'_i u'_j}$ é denominado como tensor das tensões de Reynolds.

3.2.5 Equação da Energia com Média de Reynolds

Assumindo escoamento incompressível, a equação da energia descrita pela equação 5, torna-se,

$$\frac{\partial \rho c_p T}{\partial t} + \frac{\partial \rho c_p u_i T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (27)$$

na qual, aplicando-se o conceito de média nos termos da equação 27, obtém-se

$$\frac{\partial \overline{\rho c_p T}}{\partial t} + \frac{\partial \overline{\rho c_p (u_i u'_i) (T + T'_i)}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial \overline{(T + T'_i)}}{\partial x_i} \right) \quad (28)$$

de maneira análoga os termos $\frac{\partial \bar{u}'_i}{\partial x_i} = 0$, e ainda $\frac{\partial \bar{T}'_i}{\partial x_i} = \frac{\partial \bar{T}'_i}{\partial t} = 0$, então, a Equação 28 pode ser expressa por,

$$\frac{\partial \rho c_p T}{\partial t} + \frac{\overline{\partial \rho c_p (u'_i T + u'_i T + \bar{u}_i T' + u'_i T')}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (29)$$

Utilizando as hipóteses de flutuações descritas na seção 3.2.2, a equação da energia promediada pela a hipótese de Reynolds pode ser escrita por,

$$\frac{\partial \rho c_p T}{\partial t} + \frac{\partial \rho c_p \bar{u}_i T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho c_p \bar{u}'_i T' \right) \quad (30)$$

Com a equação 30 definida, é possível definir uma equação para o cálculo de Nusselt global pela a equação 31.

$$Nu_H = \frac{L \bar{h}_c}{k_f} = \frac{1}{H} \int_0^H Nu_L dy = -\frac{1}{H} \int_0^H \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} dy \quad (31)$$

no qual, $Nu_L = h_x L / k_f$ define o número de Nusselt Local na superfície quente, h_x e \bar{h}_c são os coeficientes convectivos local e médio, respectivamente, L é a largura da cavidade e k_f é a condutividade térmica do fluido.

3.3 MODELOS DE TURBULÊNCIA RANS

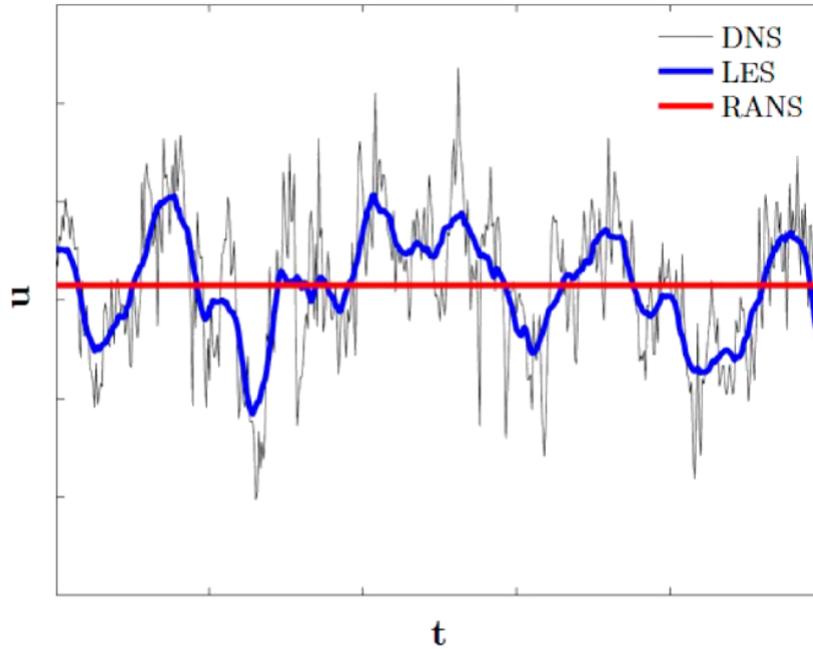
Ao longo dos anos, muitos modelos de equações foram criados a fim de descrever o comportamento dos escoamentos turbulentos, entre eles, foram propostos os modelos já citados *DNS* (*Direct Numerical Simulation*), *LES* (*Large Eddy Simulation*), e os modelos *RANS* (*Reynolds Average Navier-Stokes*), que tomam como base as equações promediadas de Reynolds descrita na seção 3.2. O modelo *DNS* é capaz de simular ao nível das escalas de Kolmogorov, enquanto o modelo *LES* apresenta um certo nível de simplificação nas flutuações turbulentas, e ainda *RANS* que apresenta apenas o valor médio destas flutuações. A Figura 14 mostra as aproximações das escalas de flutuações turbulentas para cada um destes três modelos citados.

A diferença entre *RANS* e *URANS* (*Unsteady Reynolds Average Navier Stokes*), consiste basicamente, na diferença da condição de regime transiente para *URANS*. As análises deste trabalho serão feitas utilizando *URANS*, aplicando o método do falso transiente. Este método mostrou-se mais eficaz na convergência do problema quando comparado puramente com a hipótese de regime permanente (*Steady State*).

3.3.1 Modelo de Duas Equações $k - \varepsilon$

O modelo $k - \varepsilon$ é o modelo mais conhecido entre os modelos de transporte de duas equações, pela robustez, precisão e estabilidade. Os principais modelos de turbulência como

Figura 14 – Níveis de escala de simulação.



Fonte: Moura (2016)

$k - \varepsilon$, $k - \omega$, entre outros, sofreram alterações em suas formulações no decorrer do tempo. A autoria do modelo $k - \varepsilon$ padrão é atribuída a Jones e Launder (1972), mas melhorias no valor das constantes inerentes ao modelo foram aplicadas por Launder e Sharma (1974). O modelo $k - \varepsilon$ padrão implementado no software AnsysFluent[®] segue a formulação proposta por Launder, Spalding et al. (1972). As equações da energia cinética turbulenta, k , e a taxa de dissipação, ε , são obtidos pelas equações 20, e 21, respectivamente:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k \bar{u}_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (32)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon \bar{u}_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (33)$$

sendo a viscosidade turbulenta, μ_t , após combinada com k e ε , pode ser expressa pela equação 34:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (34)$$

ainda, as constantes do modelo $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$, C_μ , σ_k e σ_ε seguem os mesmos valores de quando o modelo foi apresentado em 1972, por Jones e Launder (1972).

$$C_{1\varepsilon} = 1.44 \quad C_{2\varepsilon} = 1.92 \quad C_{3\varepsilon} = 1.92 \quad C_\mu = 0.09 \quad \sigma_k = 1.0 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad (35)$$

3.3.2 Efeitos de empuxo para o modelo $k - \varepsilon$

Quando o escoamento está exposto a um campo gravitacional e a um gradiente de temperatura simultaneamente, o AnsysFluent® pode contabilizar a geração de k devido a flutuação. Tal flutuação pode ser expressa pela equação 88:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (36)$$

no qual, Pr_t é chamado de número de Prandtl turbulento, e g_i é a componente da aceleração da gravidade, o qual o sistema está exposto.

O coeficiente de expansão térmica, β , definido pela equação 89:

$$\beta = - \frac{1}{\rho} \left. \frac{\partial \rho}{\partial T} \right|_p \quad (37)$$

O grau em que a taxa de dissipação ε é afetada pelo efeito de flutuação é determinado pela constante $C_{3\varepsilon}$, é expressa pela equação 38:

$$C_{3\varepsilon} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right| \quad (38)$$

sendo v é a componente de velocidade do escoamento paralela ao vetor gravitacional e u é a componente do vetor perpendicular ao vetor gravitacional.

3.3.3 Modelo de Duas Equações $k - \omega$

O segundo modelo de duas equações mais utilizado é o modelo $k - \omega$, este modelo vem sendo aprimorado ao longo dos anos com o surgimento do modelo $k\omega - SST$. O modelo $k - \omega$ tem grande robustez em relação a convergência, pois não envolve as funções complexas não lineares de amortecimento como o modelo $k - \varepsilon$, as quais são necessárias no modelo. Este modelo assume que a viscosidade turbulenta está relacionada à energia cinética de turbulência e frequência de turbulência.

A formulação utilizada para o modelo $k - \omega$ standard no AnsysFluent®, para geração e dissipação turbulenta são expressas pelas equações 39 e 40:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k \bar{u}_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k + S_k \quad (39)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega \bar{u}_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (40)$$

No qual, G_k é o termo que representa a produção da energia cinética turbulenta, G_ω representa a geração turbulenta em ω , enquanto que Y_k e Y_ω representam a dissipação turbulenta nas equações de k e ω , respectivamente. S_k e S_ω são termos fontes definidos pelo usuário, e ainda, segundo FLUENT (2009) pode-se definir os termos difusivos do modelo $k - \omega$ pela Equação 41 e Equação 42.

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu t}{\sigma_k} \quad (41)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu t}{\sigma_\omega} \quad (42)$$

Sendo a viscosidade turbulenta pode ser expressa pela Equação 43,

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\mu t}{\omega} \quad (43)$$

o coeficiente de amortecimento α^* é expresso por,

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha^*_0 + \frac{Re_t}{R_k}}{1 + \frac{Re_t}{R_k}} \right) \quad (44)$$

no qual, o número de Reynolds turbulento é expresso por, $Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega}$, e os coeficientes $R_k = 6$, $\alpha^*_0 = \frac{\beta_i}{3}$, sendo $\beta_i = 0.072$. Assim, para escoamentos com valores de Reynolds elevados o coeficiente α^* torna-se, $\alpha^* = \alpha_\infty^* = 1$.

A produção de energia cinética turbulenta k , pode ser expressa pelo coeficiente G_k que é definido por,

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (45)$$

A produção de ω é expressa por,

$$G_\omega = -\alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (46)$$

no qual, G_k é dado pela Equação 45. O coeficiente α pode ser expresso pela Equação 47.

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + Re_t/R_w}{1 + Re_t/R_w} \right) \quad (47)$$

sendo, $R_w = 2.95$, e Re_t e α^* são expressas pela Equação 47. Note que novamente para escoamentos de alto Reynolds o coeficiente α se resume em, $\alpha = \alpha_\infty = 1$.

A dissipação de k pode ser definida pela Equação 48,

$$Y_k = \rho \beta^* f_{\beta^*} k \omega \quad (48)$$

onde,

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1, & \text{se } X_k \leq 0, \\ \frac{1+680X_k^2}{1+400X_k^2}, & \text{se } X_k > 0. \end{cases} \quad (49)$$

então, X_k é definido pela Equação 53,

$$X_k \equiv \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (50)$$

O termo β^* exposto na Equação 48, pode ser definido por

$$\beta^* = \beta_i^* [1 + \zeta^* F(M_t)] \quad (51)$$

no qual,

$$\beta_i^* = \beta_\infty^* \left(\frac{4/15 + (Re_t/R_\beta)^4}{1 + (Re_t/R_\beta)^4} \right) \quad (52)$$

No modelo $k - \omega$ implementado no AnsysFluent[®], são atribuídos os seguintes valores para as constantes das Equações 51 e 52, $\zeta^* = 1.5$, $R_\beta = 8$ e $\beta_\infty^* = 0.09$, respectivamente.

A dissipação de ω é definida por,

$$Y_\omega = \rho \beta f_\beta \omega^2 \quad (53)$$

sendo,

$$f_\beta = \frac{1 + 70X_\omega}{1 + 80X_\omega} \quad (54)$$

$$X_\omega = \left| \frac{\Omega_{ij} \Omega_{jk} S_{ki}}{(\beta_\infty^* \omega)^3} \right| \quad (55)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (56)$$

$$\beta = \beta_i \left(1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \zeta^* F(M_t) \right) \quad (57)$$

onde β_i^* é definida pela Equação 52. Então, a função de compressibilidade $F(M_t)$ é definida por,

$$F(M_t) = \begin{cases} 0, & \text{se } M_t \leq M_{t0}, \\ M_t^2 - M_{t0}^2, & \text{se } M_t > M_{t0}. \end{cases} \quad (58)$$

sendo os termos da função de compressibilidade são expressos por, $M_t^2 \equiv \frac{2k}{a^2}$, $M_{t0} = 0.25$ e $a = \sqrt{\gamma RT}$. Note que para escoamentos de alto Reynolds a formulação expressa pela Equação 52, torna-se $\beta_i^* = \beta_\infty^*$, e ainda, para a hipótese de escoamento incompressível $\beta^* = \beta_i^*$, uma vez que torna-se nula a função de compressibilidade.

3.3.4 Efeitos da flutuação turbulenta para o modelo $k - \omega$

O termo de flutuação turbulenta na equação de ω ($G_{\omega b}$) é proveniente das equações de k e ε , utilizando as relações contidas nas equações 24 e 25.

$$\frac{D(\rho\varepsilon)}{Dt} = \beta^* \omega \frac{D(\rho k)}{DT} + \beta^* k \frac{D(\rho\omega)}{DT} \quad (59)$$

o que resulta na formulação exposta pela equação 60,

$$G_{\omega b} = \frac{\omega}{k} C_{1\varepsilon} (C_{3\varepsilon} G_b) - \frac{\omega}{k} G_b \quad (60)$$

O coeficiente do modelo, $C_{1\varepsilon}$, é substituído por $(1 + \alpha)$, onde α é o correspondente coeficiente do termo de produção na equação de ω :

$$G_{\omega b} = \frac{\omega}{k} [(1 + \alpha) C_{3\varepsilon} G_b - G_b] \quad (61)$$

Os termos restantes da equação seguem a sua formulação original proposta por Wilcox (2006).

3.3.5 Modelo $k - \omega$ - SST Shear Stress Transport

O modelo $k - \omega$ STD não apresenta uma boa estabilidade dos resultados na região de corrente livre. Por este motivo Menter (1994) desenvolveu um modelo que utiliza a formulação do modelo $k - \varepsilon$ para a região de corrente livre, e a formulação do $k - \omega$ próximo a parede. Esta formulação foi possível devido à introdução de uma função de mistura, que é responsável por conectar ambos os modelos. Para isto, a função ω é reescrita para proporcionar uma mudança

de variáveis a fins de se recuperar a formulação do modelo $k - \varepsilon$, a medida que o valor de y^+ aumenta. No entanto, esta propriedade de se cambiar o modelo de turbulência terá apenas um bom desempenho, caso a malha construída para o estudo em questão esteja bem refinada, a ponto de que o primeiro nó próximo a parede tenha um valor de y^+ próximo a 1.

Quando a condição do valor de y^+ não seja respeitada, o modelo perde sua precisão próximo a parede, e os resultados obtidos não terão uma boa acuracidade da solução do escoamento na região da camada limite, próximo a parede, fazendo com que a sua acuracidade volte a valores mais estáveis quando $30 < y^+ < 300$, condição esta necessária para uma boa resolução do modelo $k - \varepsilon$. As Equações 62 e 63, definem o modelo de turbulência $k - \omega SST$.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k + S_k \quad (62)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (63)$$

sendo que, \tilde{G}_k é o termo que representa a produção da energia cinética turbulenta, G_ω representa a geração turbulenta em ω , enquanto que Y_k e Y_ω representam a dissipação turbulenta nas equações de k e ω , respectivamente. σ_k e σ_ω são os números de Prandtl turbulento para k e ω , enquanto, μ_t representa a viscosidade turbulenta neste modelo. A modificação de difusão cruzada é uma característica deste modelo, e pode ser definido por,

$$D_\omega = 2(1 - F_1)\rho\sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (64)$$

onde, $\sigma_{\omega,2} = 1.168$, e a função a função de mistura F_1 pode ser definida por,

$$F_1 = \tanh(\phi_1^4) \quad (65)$$

$$\phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right] \quad (66)$$

$$D_\omega^+ = \max \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (67)$$

3.3.6 Efeitos da flutuação turbulenta para o modelo $k - \omega - SST$

Para o modelo $k - \omega - SST$, o AnsysFluent[®] não apresenta diferenciação nos resultados obtidos a partir da alteração do efeito de empuxo. Durante as validações serão apresentados resultados obtidos para melhor esclarecimento.

3.3.7 Modelo Transition SST

O modelo Transition SST consiste no acoplamento das equações definidas por Menter (1994), com outras duas equações, uma para a região de intermitência e outra para a região de transição. A equação da região de intermitência é representada pela Equação 68.

$$\frac{\partial(\rho\gamma)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \gamma)}{\partial x_j} = P_{\gamma 1} - E_{\gamma 1} + P_{\gamma 2} - E_{\gamma 2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\gamma} \right) \frac{\partial \gamma}{\partial x_j} \right] \quad (68)$$

Os termos de transição são definidos como,

$$P_{\gamma 1} = 2F_{length}\rho S(\gamma F_{onset})^{c_{\gamma 3}} \quad (69)$$

$$E_{\gamma 1} = P_{\gamma 1}\gamma \quad (70)$$

no qual, S é a magnitude da taxa de deformação, e F_{length} é uma correlação empírica que controla o comprimento da região de transição. Os termos de destruição e relaminarização são definidos como,

$$P_{\gamma 2} = (2c_{\gamma 1})\rho\Omega\gamma F_{turb} \quad (71)$$

$$E_{\gamma 2} = c_{\gamma 2}P_{\gamma 2}\gamma \quad (72)$$

sendo que, Ω é o termo que define a magnitude da vorticidade. As constantes $c_{\gamma 1}$, $c_{\gamma 2}$ e $c_{\gamma 3}$ têm valores 0.03, 50, 0.5, respectivamente.

A equação para a região de transição $\overline{Re_{\theta t}}$ é definida pela Equação 73

$$\frac{\partial(\rho\overline{Re_{\theta t}})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \overline{Re_{\theta t}})}{\partial x_j} = P_{\theta t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\sigma_{\theta t}(\mu + \mu_t) \frac{\partial \overline{Re_{\theta t}}}{\partial x_j} \right] \quad (73)$$

no qual, os termos $P_{\theta t}$ e t , são definidos pelas Equações 74 e 74, respectivamente.

$$P_{\theta t} = c_{\theta t} \frac{\rho}{t} (Re_{\theta t} - \overline{Re_{\theta t}})(1,0 - F_{\theta t}) \quad (74)$$

$$t = \frac{500\mu}{\rho U^2} \quad (75)$$

Sendo que, $c_{\theta t} = 0,03$ e $\sigma_{\theta t} = 2,0$, são constantes das equações mostradas acima.

3.3.8 Modelo Reynolds Stress

O modelo Reynolds Stress é baseado nas equações diferenciais individuais para $\overline{\rho u'_i u'_j}$. A Equação 76 mostra os termos que serão discutidos, posteriormente, para o modelo Reynolds Stress.

$$B_{ij} + C_{ij} = D_{T,ij} + D_{L,ij} + P_{ij} + G_{ij} + \phi_{ij} - \varepsilon_{ij} + F_{ij} + S_{user} \quad (76)$$

no qual, G_{ij} é o termo de flutuação de empuxo, S_{user} é o termo de geração definido pelo usuário. O termo B_{ij} é a taxa de variação de $\overline{\rho u'_i u'_j}$ em relação ao tempo, a Equação 77 apresenta a taxa de variação do tensor de Reynolds.

$$B_{ij} = \frac{\partial}{\partial t} (\overline{\rho u'_i u'_j}) \quad (77)$$

O termo C_{ij} é o termo convectivo do modelo, e pode ser expresso pela equação 78,

$$C_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{\rho u_k u'_i u'_j}) \quad (78)$$

Os termos $D_{T,ij}$ e $D_{L,ij}$, representam a difusão turbulenta e a difusão molecular, onde as equações 79 e 80 representam estes termos, respectivamente.

$$D_{T,ij} = -\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\overline{\rho u'_i u'_j u'_k} + \overline{p'(\delta_{kj} u'_i + \delta_{ik} u'_j)} \right] \quad (79)$$

$$D_{L,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right] \quad (80)$$

Os termos P_{ij} e ϕ_{ij} são os termos de produção de tensão e pressão de tensão, expressos pelas equações 81 e 82, respectivamente.

$$P_{ij} = -\rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) \quad (81)$$

$$\phi_{ij} = \overline{p' \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)} \quad (82)$$

O termo ε_{ij} representa a dissipação de energia do modelo,

$$\varepsilon_{ij} = 2\mu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}} \quad (83)$$

enquanto F_{ij} é o termo de produção para um sistema rotacional.

$$F_{ij} = -2\rho \Omega_k (\overline{u'_j u'_m} \varepsilon_{ikm} + \overline{u'_j u'_m} \varepsilon_{jkm}) \quad (84)$$

3.3.9 Efeitos da flutuação turbulenta para o modelo Reynolds Stress

Os efeitos de flutuação para o modelo Reynolds Stress são atribuídos ao termo G_{ij} ,

$$G_{ij} = (\overline{J_i U_j} + \overline{J_j U_i}) = -\beta(g_i \overline{u_j \theta} + g_j \overline{u_i \theta}) \quad (85)$$

o termo $\overline{U_i \theta}$ é definido pela Equação 86,

$$\overline{U_i \theta} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial X_i} \quad (86)$$

no qual Pr_t é o número de Prandtl turbulento de energia, com um valor padrão 0.85.

Os efeitos de empuxo atribuídos no termo de flutuação turbulenta não apresentam alterações nos resultados do perfil de velocidade para as cavidades estudadas. Esta afirmação será esclarecida, posteriormente, no momento em que serão apresentados os resultados obtidos da validação numérica.

3.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Usualmente, as condições de contorno aplicadas em estudos sobre escoamento interno em cavidades são:

- Velocidades junto as paredes da cavidade:

$$u = v = k = 0 \quad (87)$$

- Temperaturas constantes nas superfícies das paredes quente e fria:

$$T = T_h, \text{ e, } T = T_c \quad (88)$$

- Para o restante das superfícies que compõem a cavidade temos a condição de isolamento:

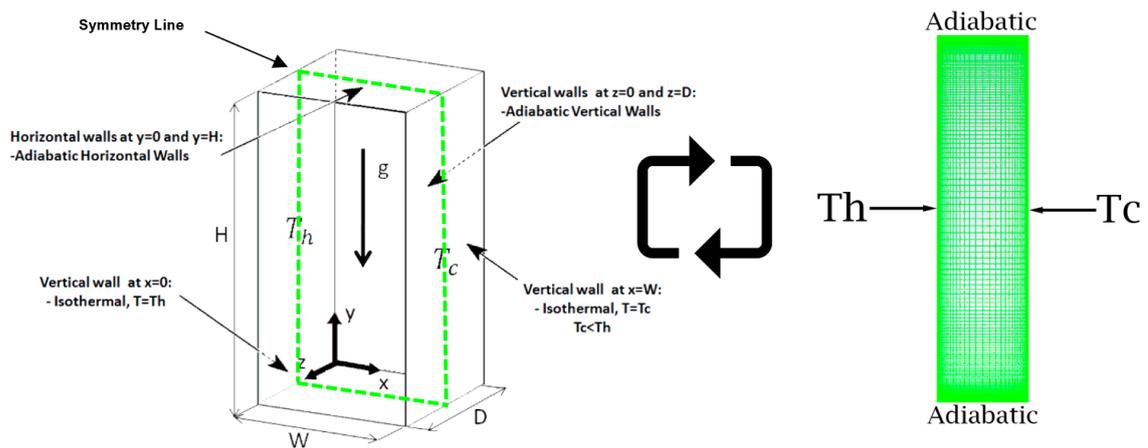
$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = 0, \text{ e, } \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = 0 \quad (89)$$

3.5 EXPERIMENTO DE (POPINHAK et al., 2013)

O modelo 2D mostrado na Figura 15, foi construído levando em consideração as dimensões descritas no modelo estudado por Popinhak et al. (2013). O fluido de trabalho escolhido para

o referente estudo foi água, e as dimensões fixadas em 100 mm de largura, e 400 mm de altura, resultando em uma razão de aspecto $AR_v = 4$. Os efeitos da profundidade não são considerados em modelamentos puramente 2D, por este motivo, os resultados obtidos nas validações, devem ser comparados com os resultados encontrados na linha de simetria da profundidade da cavidade estudada por Popinhak et al. (2013). A Figura 15 mostra a simplificação realizada no modelo experimental, para o modelo 2D computacional.

Figura 15 – Simplificação do modelo 3D e concepção do modelo 2D.

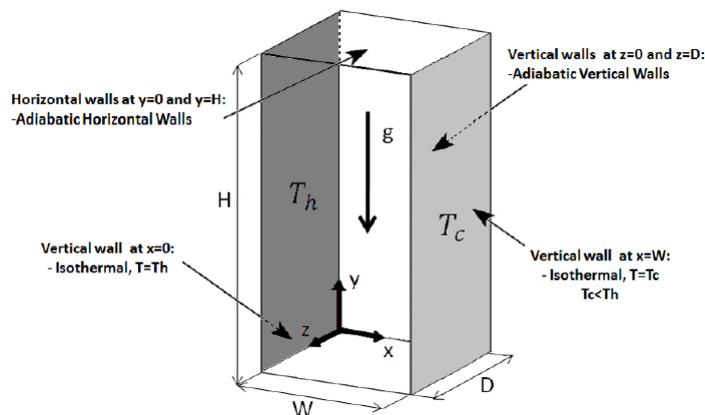


Fonte: Próprio Autor

Portanto, as validações deste trabalho seguem as devidas considerações:

- Foi considerado que o desenvolvimento da camada limite nas paredes adiabáticas frontal e posterior mostradas na Figura 16, não interferem no escoamento da linha de simetria.

Figura 16 – Modelo 3D da cavidade estudada por Popinhak et al. (2013).



Fonte: Popinhak et al. (2013)

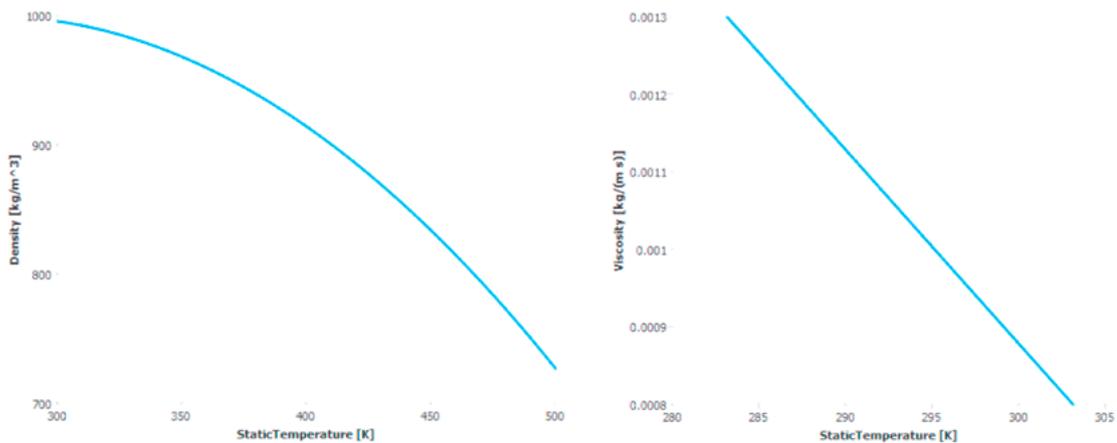
- O modelo considera que as linhas de corrente próximas a região de simetria, não influenciam o escoamento na região de estudo.

- É considerado que não existe difusão de calor entre as linhas de corrente transversais a região de simetria.

Como pode ser observado nas Figuras 15 e 16, as paredes quente e fria são opostas uma a outra, e serão mantidas durante a validação nas temperaturas $T_h = 301.15K$ e $T_c = 291.15K$, respectivamente, as demais superfícies da cavidade serão consideradas adiabáticas. Inicialmente, o fluido de trabalho dentro da cavidade será mantido em uma temperatura média T_0 , definida por $(T_h + T_c)/2 = 296.15K$, e o fluido encontra-se em regime estacionário a uma pressão de referência $P_0 = 101.325kPa$. A água dentro da cavidade foi considerada um fluido incompressível e newtoniano.

Propriedades como viscosidade dinâmica e massa específica foram definidas em função da temperatura. Uma vez que o gradiente de temperaturas entre a parede quente e fria era conhecido, foi possível criar funções que consideram os valores máximos e mínimos das propriedades durante o escoamento. A Figura 17 mostra as curvas obtidas para as funções de viscosidade e massa específica, utilizando as temperaturas quente e fria, respectivamente;

Figura 17 – Funções de viscosidade e massa específica.



Fonte: Próprio Autor

Como pode-se perceber, a massa específica foi definida como uma função parabólica da temperatura, enquanto a viscosidade foi definida como uma função linear. Os pontos utilizados para a interpolação das curvas são mostrados na Tabela 1.

Tabela 1 – Regressão de curvas de Massa Específica e Viscosidade Dinâmica.

Massa específica			Viscosidade dinâmica		
T (°C)	T (K)	kg_m ^{3}	T (°C)	T (K)	kg/(ms)
10	283,15	999,70	10	283,15	0,0013
15	288,15	999,10	30	303,15	0,0008
20	293,15	998,20	-	-	-
25	298,15	997,77	-	-	-
30	303,15	997,04	-	-	-
50	323,15	995,65	-	-	-

Fonte: Próprio Autor.

sendo que, os coeficientes R-quadrado obtidos a partir dos pontos mostrados na Tabela 1, para a massa específica e viscosidade dinâmica são, $R^2 = 0.9963$ e $R^2 = 1$, respectivamente.

Como método de solução foi definido um acoplamento de pressão-velocidade denominado por Acoplado, onde as equações de pressão e velocidade são resolvidas simultaneamente. A Tabela 2 mostra os métodos de soluções utilizados na validação de Popinhak et al. (2013)

Tabela 2 – Métodos de Solução.

Métodos de Solução	
Acoplamento de pressão-Velocidade	
Esquema Fluxo	Acoplado Rhie-Chow: Baseado na distância
Discretização	
Gradiente Pressão	Baseado nos quadrados mais próximos
Momento	Ponderado nas forças de corpo
Energia cinética turbulenta	Segunda ordem
Reynolds Stresses	Primeira ordem
Formulação Transiente	Primeira ordem

Fonte: Próprio Autor.

Para a validação de Popinhak et al. (2013) foram utilizados valores de referencia e condições de operação seguindo a Tabela 4, no qual o valor inicial de temperatura para a hipótese de Boussinesq foi definido em 296.15K, valor médio entre as temperaturas quente e fria. Os valores de referência para a densidade, pressão e viscosidade também são apresentadas abaixo.

Tabela 3 – Valores de referência - Popinhak et al. (2013).

Valores de Referência	
Area [m^2]	1
Densidade [kg/m^3]	997
Pressão [Pa]	101325
Temperatura [K]	296,15
Velocidade [m/s]	1
Viscosidade [$kg/(m\ s)$]	0,001

Fonte: Próprio Autor.

3.6 EXPERIMENTO DE TIAN E KARAYIANNIS (2000).

Resultados preliminares obtidos nas simulações do experimento de Popinhak et al. (2013), mostraram uma baixa previsibilidade do escoamento para o lado frio da cavidade. Os resultados obtidos nas simulações do desenvolvimento do escoamento dentro da cavidade, tem como principal característica a simetria do perfil de velocidade na direção y , que quando comparado com os resultados obtidos pelo autor vê-se que não consegue-se validar o modelo de simulação por este experimento. Ao longo do desenvolvimento do experimento, Popinhak et al. (2013) justifica que esta não simetria aparece também em outros experimentos, no entanto, não tão acentuada como no seu próprio trabalho. O modelo de Tian e Karayiannis (2000), foi utilizado na validação deste trabalho justamente para a comparação dos perfis de velocidade e temperatura desenvolvidos no lado da parede fria da cavidade.

A física referente a ambos os experimentos é a mesma, onde as diferenças entre eles são a geometria da cavidade, fluido de trabalho e condições de contorno. O experimento de Tian e Karayiannis (2000), foi desenvolvido utilizando uma cavidade com dimensões $0.75 \times 0.75 \times 1.5$ [m], e ar como fluido de trabalho, onde as temperaturas das paredes verticais quente e fria são, $T_h = 323.15$ [K] e $T_c = 283.15$ [K], respectivamente. As funções de massa específica e viscosidade dinâmica foram definidas como gás ideal incompressível e constante, respectivamente.

Os métodos de solução foram mantidos como os utilizados para validação do experimento de Popinhak et al. (2013), no entanto as condições iniciais do problema foram modificadas por termos diferenças entre as geometrias entre as duas cavidades. A Tabela 4, mostra os valores de referência para este experimento.

Para as propriedades do fluido de trabalho (Ar), foram consideradas propriedades conforme mostradas na Tabela 5.

Tabela 4 – Valores de referência - Tian e Karayiannis (2000).

Valores de Referência	
Area [m^2]	1
Densidade [kg/m^3]	1,8
Pressão [Pa]	101325
Temperatura [K]	305,56
Velocidade [m/s]	1
Viscosidade [$kg/(m\ s)$]	0,001

Fonte: Próprio Autor.

Tabela 5 – valores de referência - Tian e Karayiannis (2000).

Propriedades	
Densidade [kg/m^3]	Gás ideal incompressível
Cp (Calor específico) [J/(kg K)]	Constant = 1006.43
Condutividade Térmica [W/(m K)]	Constant = 0.0242
Viscosidade [$kg/(m\ s)$]	Constant = $1,7894 \cdot 10^{-5}$

Fonte: Próprio Autor.

3.7 DEFINIÇÕES DE FERRAMENTAS DO PROGRAMA

A configuração do programa é iniciada pela a escolha do modelo de turbulência, onde a Tabela 6 mostra os modelos de turbulência, densidades de malha e efeitos de flutuação que serão considerados durante a validação deste trabalho. A Tabela 6 mostra seis modelos de turbulência que serão utilizados para a validação do modelo numérico, com três diferentes densidades de malha combinadas e três efeitos de flutuação, totalizando 54 casos para serem analisados durante a fase de validação. No entanto, no presente trabalho apenas serão apresentados resultados para os modelos $k - \varepsilon$ STD, $k - \varepsilon$ Realizable, $k - \omega$ STD e $k - \omega$ SST.

Tabela 6 – Modelos de Turbulência.

-	Modelo de Turbulência	Densidade de Malha	Efeito de Empuxo
Popinhak et al. (2013)			
1	$k - \omega$ STD	40x160	Desligado
2	$k - \omega$ SST	80x320	Apenas Produção Turbulenta
3	Transition SST	100x400	Todos os Efeitos de Empuxo
4	Reynolds Stress	120x480	-
Tian e Karayiannis (2000)			
1	$k - \omega$ STD	100x100	Desligado
2	$k - \omega$ SST	200x200	Apenas Produção Turbulenta
3	Transition SST	300x300	Todos os Efeitos de Empuxo
4	Reynolds Stress	-	-

Fonte: Próprio Autor.

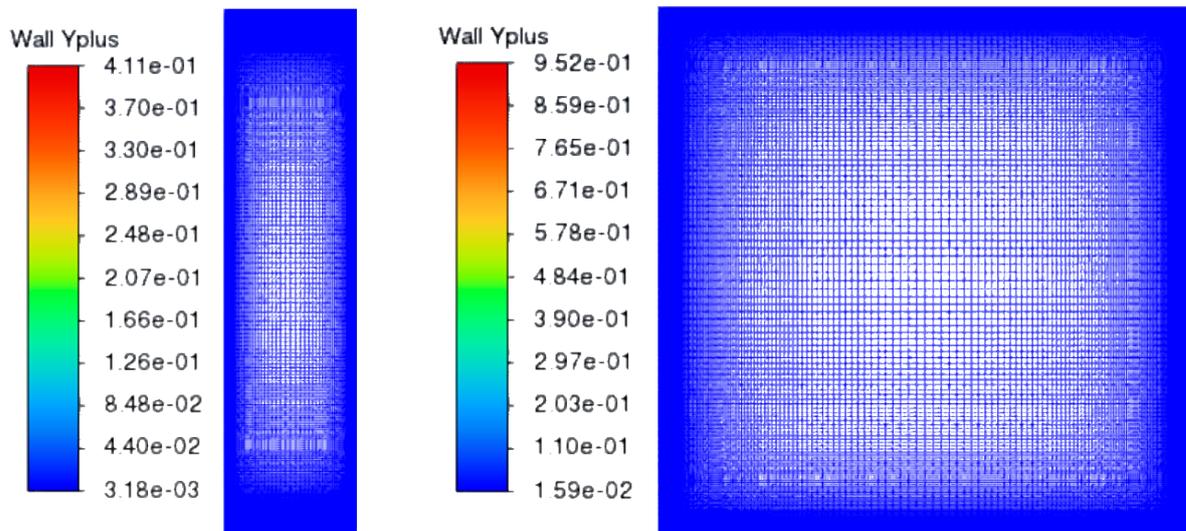
4 VALIDAÇÃO NUMÉRICA

Este capítulo será dedicado a apresentação dos resultados de validação obtidos no programa AnsysFluent® utilizando os resultados experimentais obtidos pelos autores Popinhak et al. (2013) e Tian e Karayiannis (2000) como base de comparação entre os modelos de turbulência apresentados no Capítulo 3. Serão levados em consideração os efeitos de empuxo para cada um dos modelos numéricos de simulação, bem como, condições de aplicação e convergência para cada um destes modelos.

4.1 CONDIÇÕES DE CONVERGÊNCIA DE MODELOS NUMÉRICOS

A principal característica associada a convergência dos modelos $k - \varepsilon$ e $k - \omega$ é a função de parede y^+ . Por via de regra, valores de $y^+ \geq 30$ e $y^+ \leq 5$ são condições mínimas para convergência para os modelos, respectivamente. A Figura 18 mostra os valores de y^+ desenvolvidos nos escoamentos dos experimentos de Popinhak et al. (2013) e Tian e Karayiannis (2000), respectivamente.

Figura 18 – Valores de y^+ desenvolvida nas cavidades.



Fonte: Próprio autor

Nota-se que para ambas malhas geradas nos experimentos, os valores obtidos para y^+ foram menores que 5, impossibilitando a aplicação dos estudos de turbulência com o modelo $k - \varepsilon$ nas duas cavidades. Sendo assim, as avaliações de propriedades do escoamento nas validações apenas serão feitas com os modelos, $k - \omega$, $k - \omega$ SST, Reynolds Stress e Transition SST.

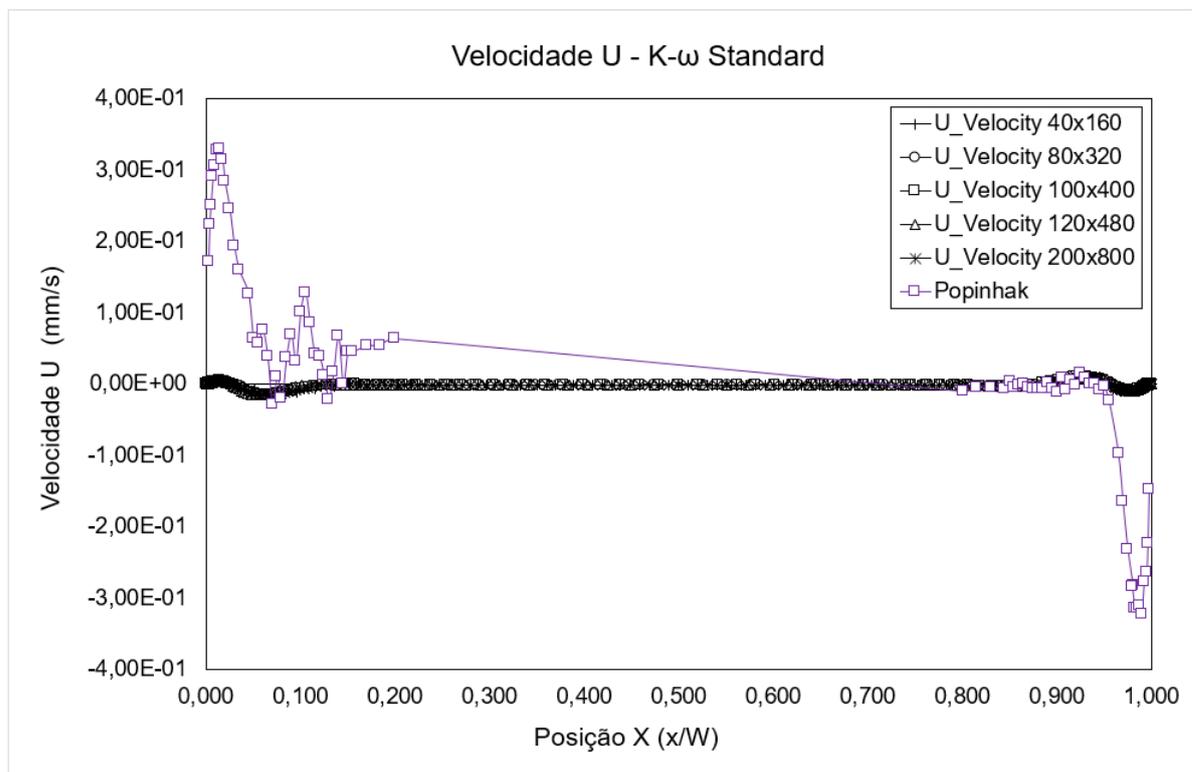
4.2 VALIDAÇÃO NUMÉRICA UTILIZANDO O EXPERIMENTO DE POPINHAK ET AL. (2013)

Para a validação numérica utilizando o experimento desenvolvido por Popinhak et al. (2013), foram avaliados os perfis de velocidades verticais e horizontais. Inicialmente, serão apresentados os resultados dos perfis de velocidades para cada uma das densidades de malha, possibilitando avaliar a convergência a medida que há a alteração deste parâmetro. Também serão apresentadas as avaliações dos efeitos de empuxo definidos na Tabela 6 para cada um dos modelos de turbulência.

4.2.1 Modelo $k - \omega$ standard aplicado a cavidade de Popinhak et al. (2013)

As Figuras 19 e 20, mostram os resultados obtidos do modelo $k - \omega$ standard para os perfis de velocidades horizontal e vertical, respectivamente.

Figura 19 – Velocidade U - $k - \omega$ STD.

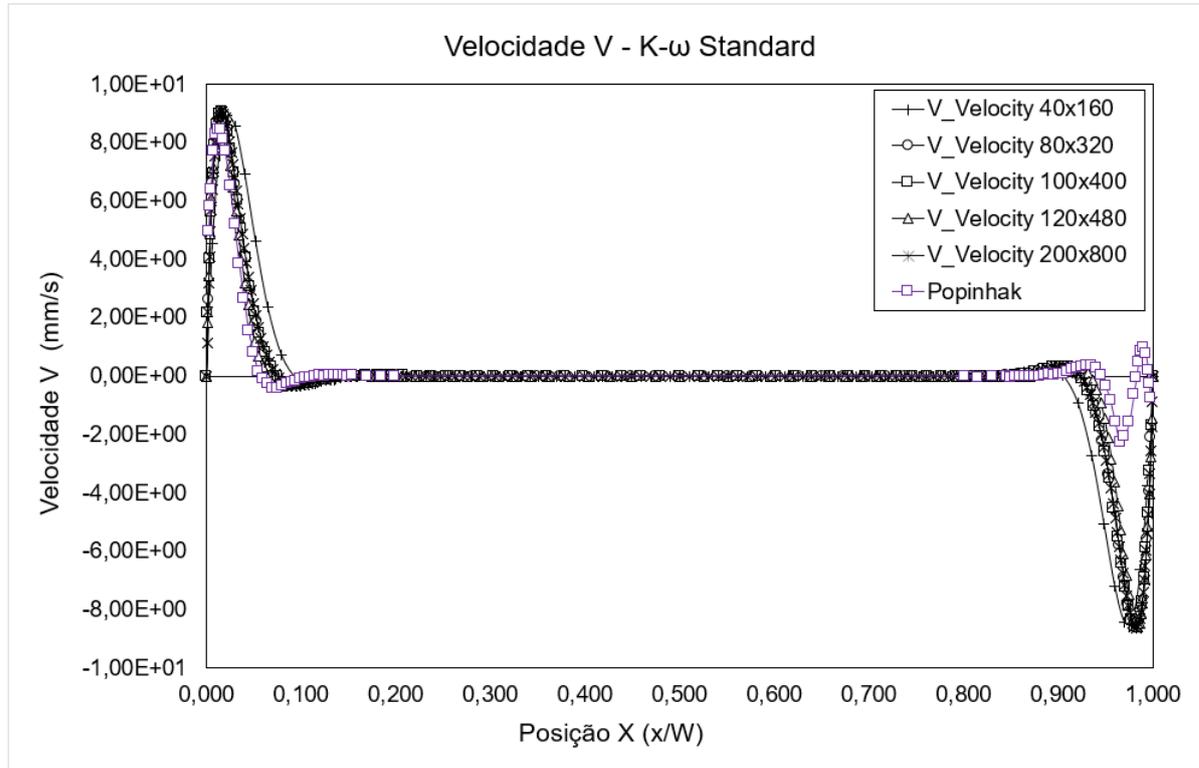


Fonte: Próprio autor

Os perfis de velocidade horizontal (velocidade U) mostrados na Figura 19, mostram que o modelo $k - \omega$ Standard não apresenta uma boa correlação com os resultados obtidos por Popinhak et al. (2013). Embora os resultados obtidos pelo o autor não apresentem um comportamento bem definido, havendo assimetrias expressivas entre os resultados próximos as superfícies quente e fria, os resultados obtidos pelo modelo numérico não se correlacionam com

a curva de referência. Também é possível constatar que o modelo não apresentou diferenciação significativa de resultados, quando aplicado o refino de malha no modelo criado para estudo.

Figura 20 – Velocidade V - $k - \omega$ STD.



Fonte: Próprio autor

Avaliando os perfis de velocidade verticais obtidos pelo modelo $k - \omega$ Standard, é nítida a existência de uma correlação com os resultados obtidos pelo autor de referência quando analisada a região da superfície quente, no entanto, os resultados na região da superfície fria apresentam uma divergência significativa. Os valores obtidos numericamente pelo modelo de turbulência apresentam uma simetria esperada, uma vez que as condições de conservação da massa, quantidade de movimento e energia são mantidas no modelo numérico, o que torna o modelo experimental um tanto quanto intrigante, uma vez que coincide esta assimetria acentuada em ambos os perfis de velocidade.

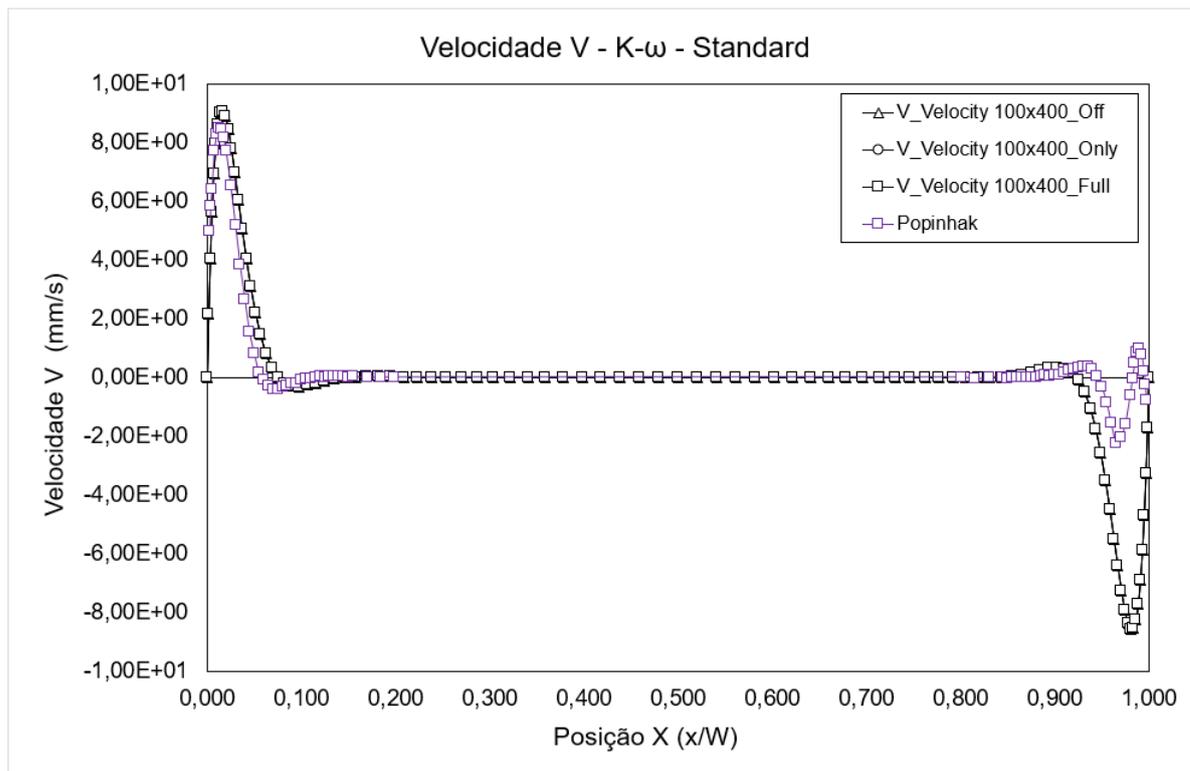
Para a região de desenvolvimento do perfil de velocidade próxima a superfície quente tem-se uma aproximação dos resultados numéricos com o experimental quando comparado os resultados das densidades de malha 40x160 e 80x320 ao longo do desenvolvimento do perfil, enquanto que para as demais densidades de malha esta aproximação não se torna mais significativa, no entanto, a densidade de malha que mais se aproximou da amplitude máxima de velocidade comparada com o experimento de Popinhak et al. (2013), foi a densidade de 40x160. A Tabela 7 mostra os erros percentuais de cada uma das densidades de malhas apresentadas anteriormente.

Tabela 7 – Erros percentuais de amplitude de velocidade máxima $k - \omega$ Standard.

Densidade de malha	V Vel (mm/s)	Erro %
Popinhak	8,46	-
40x160	8,92	5,41%
80x320	9,06	7,13%
100x400	9,06	7,13%
120x480	9,07	7,20%
200x800	9,08	7,35%

Fonte: Próprio Autor.

Como última análise da validação do modelo $k - \omega$ Standard está a comparação entre efeitos de empuxo. A Figura 21 mostra os perfis de velocidade verticais obtidos a partir dos efeitos desligados, apenas produção e todos os efeitos de empuxo, respectivamente.

Figura 21 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais - $k - \omega$ STD.

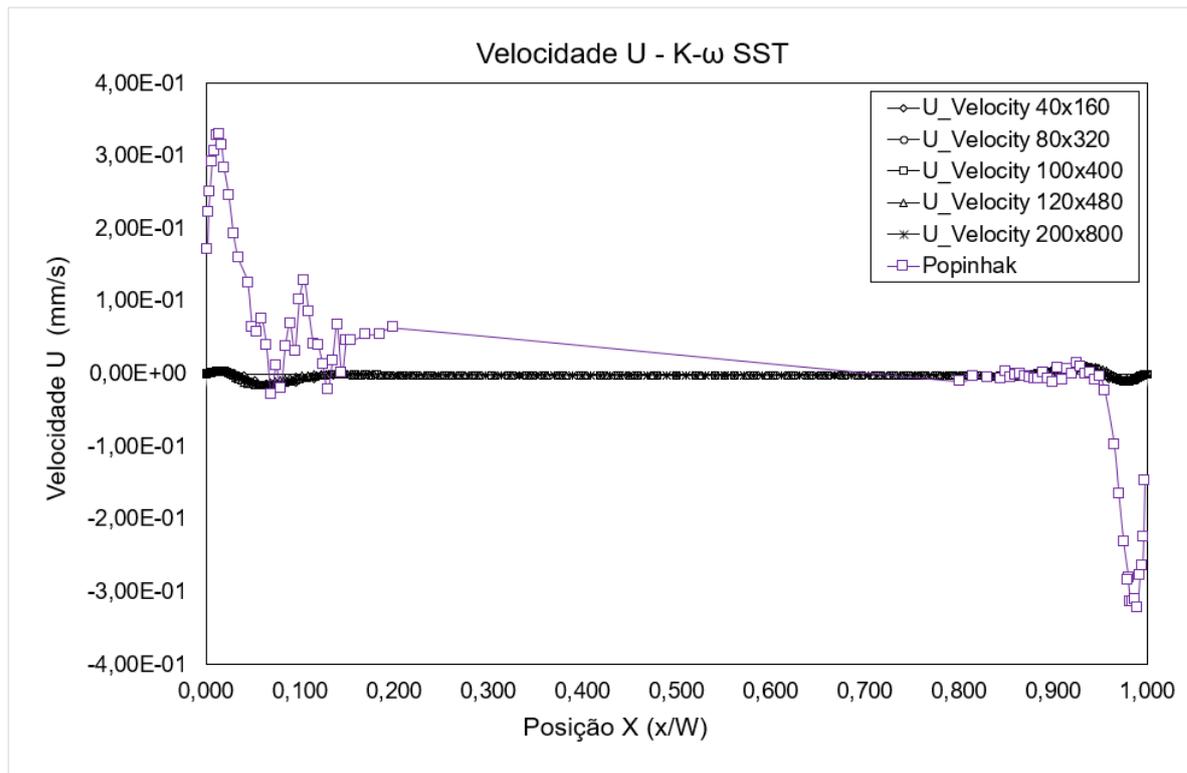
Fonte: Próprio autor

Nota-se que os efeitos de empuxo aplicados ao modelo $k - \omega$ Standard na cavidade de Popinhak et al. (2013) não apresentam variações significativas, quando comparados com o efeito desligado, tornando-as assim, negligenciáveis para esta aplicação. Quanto a comparação dos efeitos de empuxo para os perfis de velocidade verticais não serão mais discutidos nesta seção, uma vez que os resultados acima apresentados não correlacionam-se com o experimento de Popinhak et al. (2013), no entanto, os resultados obtidos podem ser verificados no Apêndice A.

4.2.2 Modelo $k - \omega$ SST aplicado a cavidade de Popinhak et al. (2013)

A validação dos modelos de turbulência segue com as análises do $k - \omega$ SST, a Figura 22 mostra o desenvolvimento dos perfis de velocidade horizontais obtidos por este modelo de turbulência e a comparação com os resultados experimentais obtidos por Popinhak et al. (2013).

Figura 22 – Velocidade U - $k - \omega$ SST.

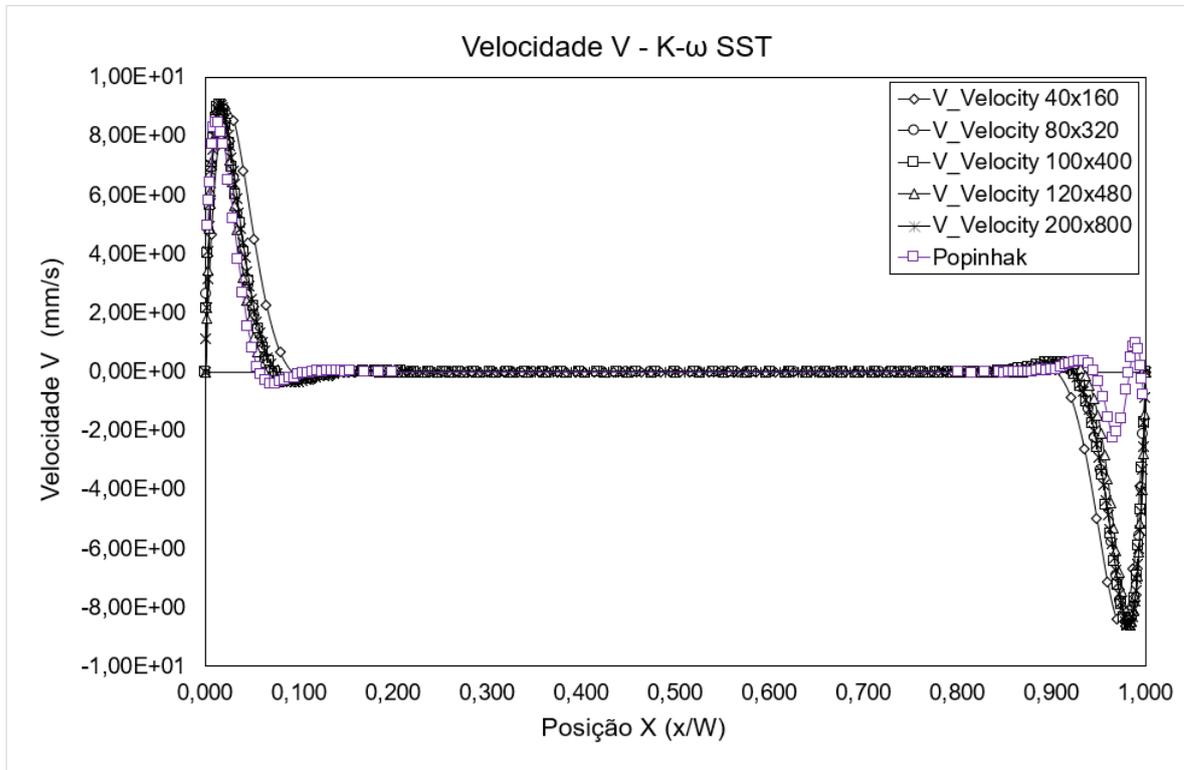


Fonte: Próprio autor

Novamente, os perfis obtidos pelo modelo de turbulência não se correlacionam com os dados experimentais, obtidos pelo o autor de referência. No entanto, para os perfis de velocidade verticais obtidos pelo modelo $k - \omega$ SST, são correlacionáveis com os dados experimentais assim como o seu modelo menos robusto, $k - \omega$ standard. A Figura 23 mostra os perfis de velocidade verticais para o modelo em discussão.

Nota-se que as diferenças entre resultados obtidos pelos modelos $k\omega$ são praticamente inexistentes, uma vez que os modelos se diferenciam pela implementação da função de mistura proposta por Menter (1994) que apenas altera a formulação nas regiões distantes as paredes, que proporcionam valores de $30 \leq y^+ \leq 300$, então, quando comparado com os valores de y^+ apresentados na Figura 18 justifica-se a coincidência de resultados. A Tabela 8 mostra os erros percentuais para as velocidades máximas para cada uma das densidades de malha próximo a superfície quente.

Os resultados de amplitude máxima para o modelo $k - \omega$ SST permanecem praticamente inalterados, assim como os resultados para os perfis apresentados nas Figuras 22 e 23. Os

Figura 23 – Velocidade V - $k - \omega$ SST.

Fonte: Próprio autor

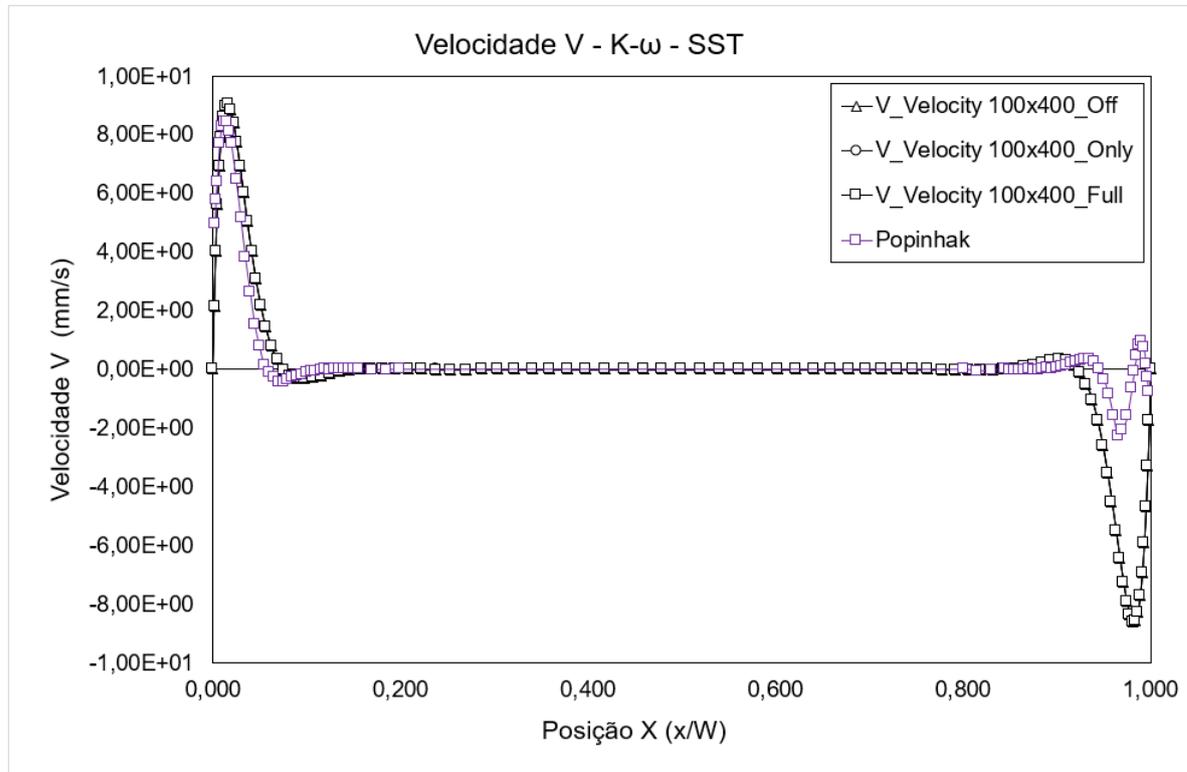
Tabela 8 – Erros percentuais de amplitude de velocidade máxima $k - \omega$ SST.

Densidade de malha	V Vel (mm/s)	Erro %
Popinhak	8,46	-
40x160	8,93	5,59%
80x320	9,04	6,91%
100x400	9,06	7,13%
120x480	9,07	7,20%
200x800	9,08	7,36%

Fonte: Próprio Autor.

resultados dos efeitos de empuxo para o modelo são mostrados na Figura 24, onde é perceptível que os resultados de validação, para os modelo $k - \omega$ Standard e $k - \omega$ SST, são idênticos.

Figura 24 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais - $k - \omega$ SST.



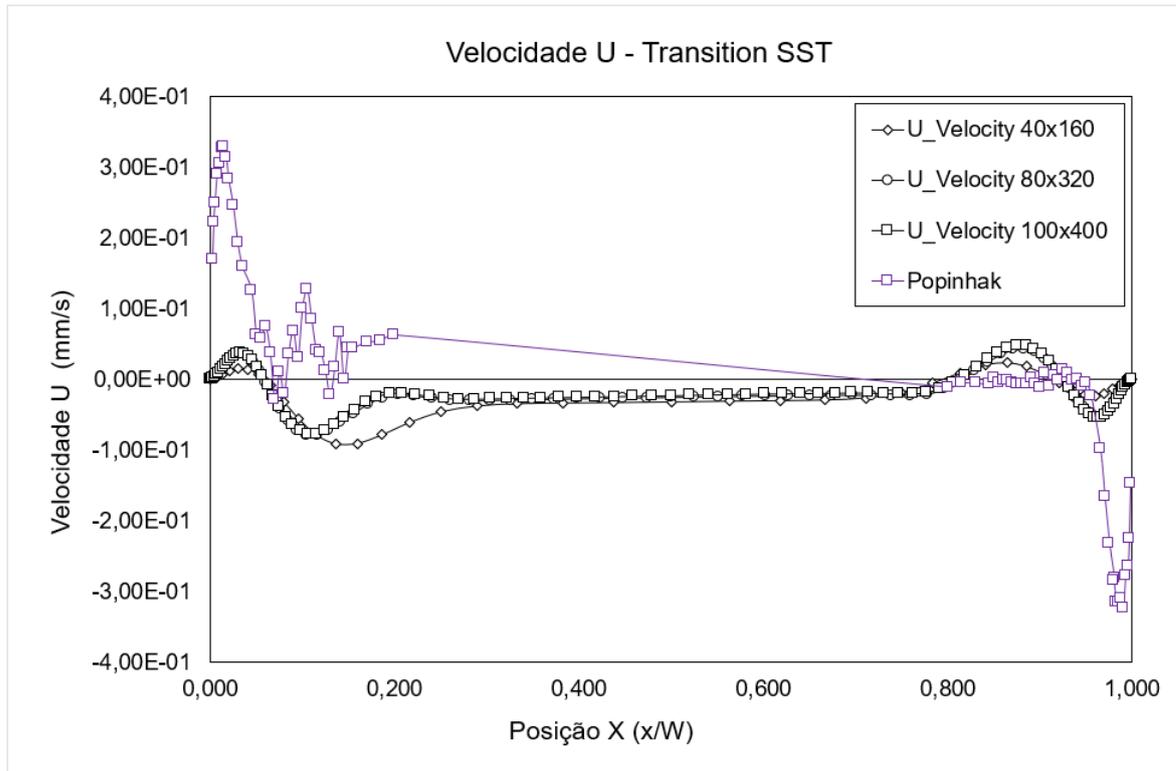
Fonte: Próprio autor

4.2.3 Modelo Transition SST aplicado a cavidade de Popinhak et al. (2013)

Nesta seção, serão apresentados os resultados da validação para o modelo numérico Transition SST. Os perfis de velocidades horizontais são apresentados na Figura 25. Novamente é perceptível que o modelo numérico não apresenta uma boa previsibilidade da curva obtida pelo estudo de referência.

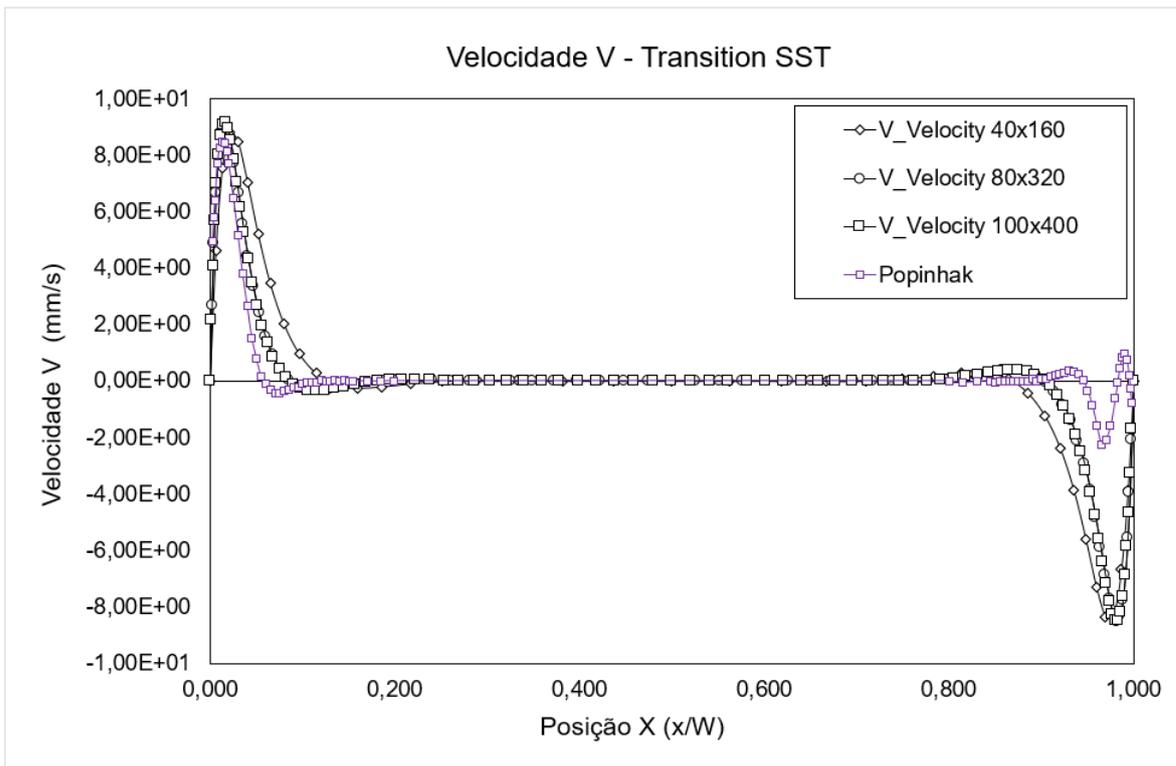
No entanto, assim como os modelos $k - \omega - STD$ e $k - \omega - SST$, o modelo Transition SST apresentou uma boa previsibilidade dos perfis de velocidade verticais. A Figura 26, mostra os resultados obtido pelo modelo para a velocidade V do problema.

Figura 25 – Velocidade U - Transition SST.



Fonte: Próprio autor

Figura 26 – Velocidade V - Transition SST.



Fonte: Próprio autor

Os erros percentuais obtidos para o modelo Transition SST na previsibilidade da máxima amplitude de velocidade são apresentados na Tabela 9, e quando comparados nota-se que novamente a menor densidade de malha obteve a melhor previsibilidade do pico de velocidade máxima, no entanto, observando novamente a Figura 26 é possível perceber que após este pico os resultados obtidos por esta densidade de malha são os mais desconectados do perfil de velocidade de referência.

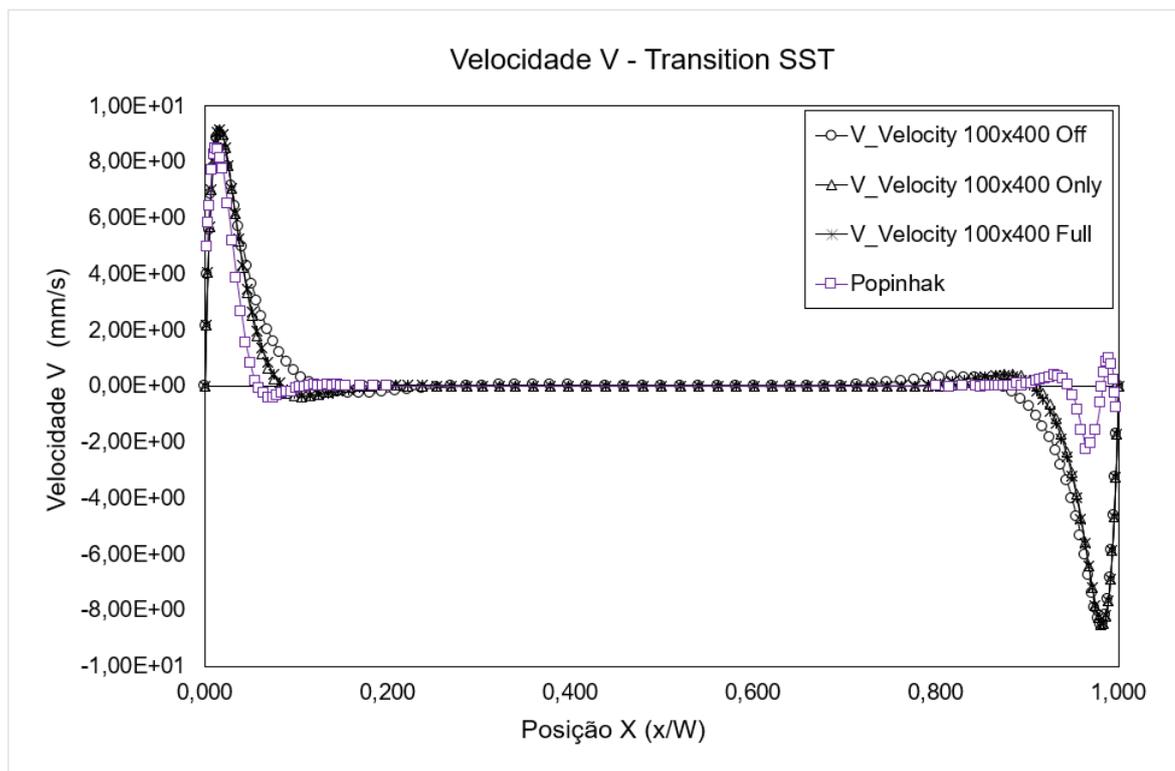
Tabela 9 – Erros percentuais de amplitude de velocidade máxima Transition SST.

Densidade de malha	V Vel (mm/s)	Erro %
Popinhak	8,46	-
40x160	8,80	4,02%
80x320	9,11	7,77%
100x400	9,15	8,23%

Fonte: Próprio Autor.

Para os resultados relacionados aos efeitos de empuxo, nota-se, que para o modelo Transition SST os efeitos de "apenas produção" e "todos os efeitos de empuxo" apresentam uma melhor aproximação com os resultados experimentais quando comparado com o efeito "desligado". A Figura 27 mostra os resultados obtidos pelo modelo Transition SST.

Figura 27 – Velocidade V - Transition SST.



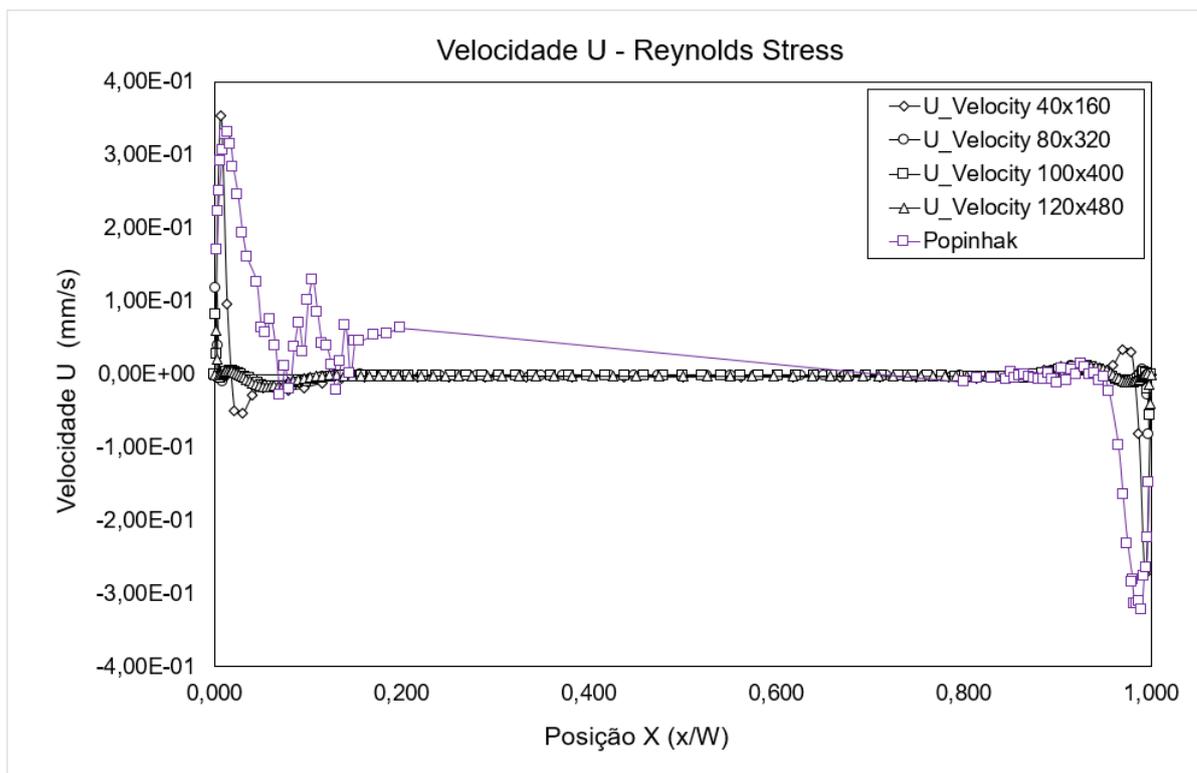
Fonte: Próprio autor

4.2.4 Modelo Reynolds Stress aplicado a cavidade de Popinhak et al. (2013).

Como último modelo de validação, o modelo Reynolds Stress foi aplicado ao problema numérico. Diferente dos demais modelos, vistos anteriormente, este modelo apresentou uma perturbação para a densidade de malha de 40x160 que se aproximou com do resultado obtido por Popinhak et al. (2013). No entanto, a maneira que a densidade de malha dos demais casos foi, conseqüentemente elevada, esta perturbação se perdeu e os demais resultados deste modelo se aproximaram dos resultados obtidos pelos modelos anteriores. A Figura 28 mostra os resultados obtidos pelo modelo numérico Reynolds Stress.

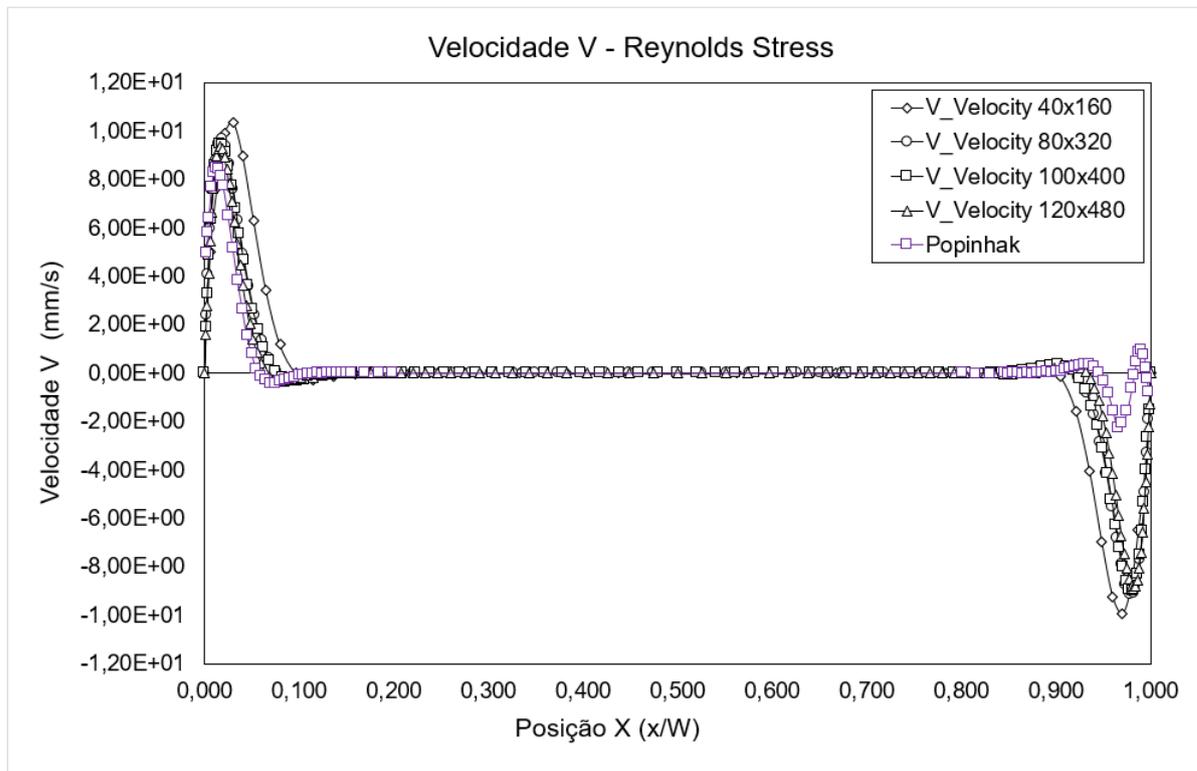
A razão pela qual esta suposta aproximação dos resultados numéricos obtidos com a densidade de malha de 40x160, com os resultados experimentais de referência não foi estudada neste trabalho, no entanto, este pontual caso pode servir como ponto de partida para outros estudos no futuro.

Figura 28 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais - Reynolds Stress.



Fonte: Próprio autor

Figura 29 – Velocidade V - Reynolds Stress.



Fonte: Próprio autor

Dentre todos os modelos numéricos apresentados na validação do experimento de Popinhak et al. (2013), os resultados de máxima amplitude dos perfis verticais são mostrados na Tabela 10 são os que apresentaram maior erro percentual na previsibilidade da máxima amplitude da velocidade de escoamento.

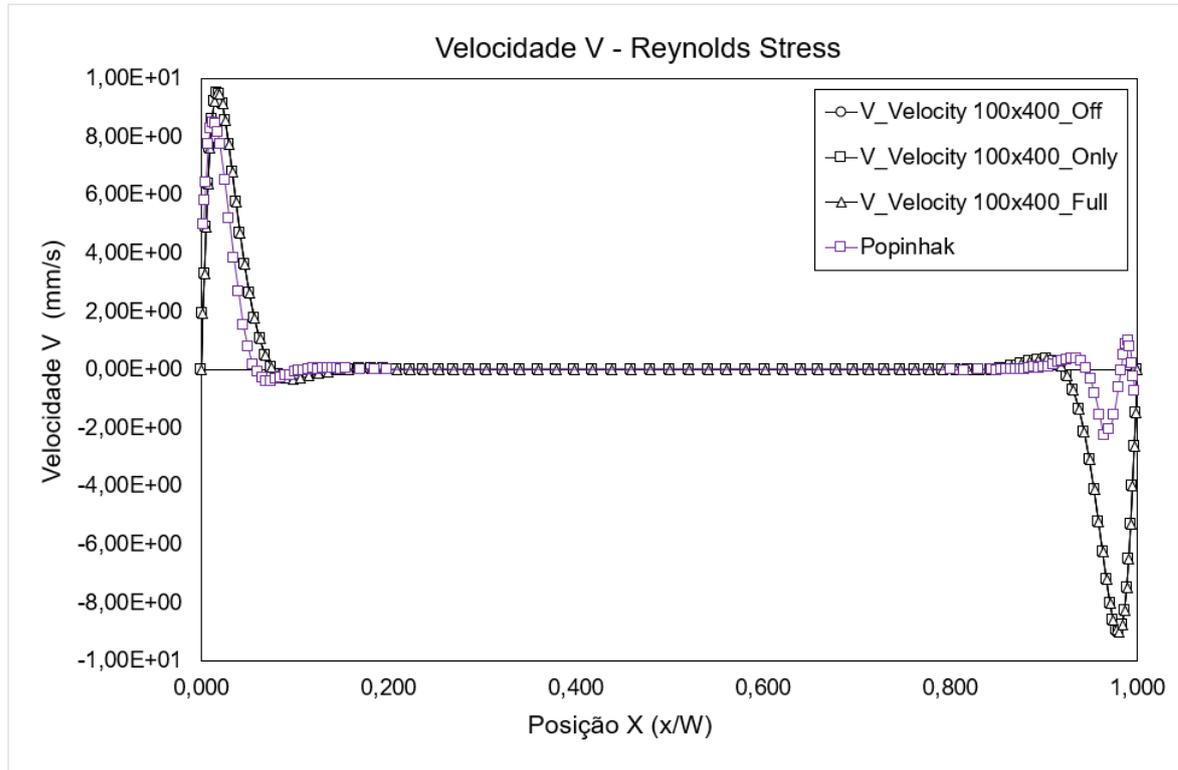
Tabela 10 – Erros percentuais de amplitude de velocidade máxima Reynolds Stress.

Densidade de malha	V Vel (mm/s)	Erro %
Popinhak	8,46	-
40x160	10,37	22,62%
80x320	9,65	14,09%
100x400	9,47	11,97%
120x480	9,38	10,92%
200x800	7,13	15,64%

Fonte: Próprio Autor.

Os efeitos de empuxo obtidos pelo modelo não apresentaram variações. A Figura 30 mostra a comparação dos efeitos de empuxo para o modelo Reynolds Stress.

Figura 30 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais - Reynolds Stress.



Fonte: Próprio autor

4.2.5 Consolidação dos resultados da cavidade de Popinhak et al. (2013).

Nesta seção serão discutidos, de modo geral, os resultados obtidos pelos modelos de simulação apresentados anteriormente. Os modelos $k\omega$ - STD e $k\omega$ - SST apresentaram resultados que, praticamente, não possuem divergência entre eles, como já discutido na introdução deste capítulo e no capítulo de formulação teórica 3.3.5. O modelo $k\omega$ - SST se diferencia do modelo $k\omega$ - STD em função da introdução da função de mistura, alterando a formulação do modelo apenas a medida que o escoamento desenvolve valores de $y^+ \geq 30$.

Os resultados obtidos pelo modelo Transition SST, para as três primeiras densidades de malha, foram satisfatórias na previsibilidade dos perfis de velocidades verticais, no entanto, o modelo apresentou uma instabilidade de convergência para os casos 120x480 e 200x800, respectivamente. Critérios de estabilidade são primordiais na validação de um modelo numérico, os motivos para esta instabilidade não foram estudados neste trabalho, mas foram levados em consideração da escolha do modelo para os estudos da introdução do inserto no interior da cavidade, e a influência do ângulo de rotação.

A validação termina com a apresentação dos resultados do modelo Reynolds Stress, no qual, o modelo apresentou, de modo geral, uma boa previsibilidade dos perfis de velocidade verticais, no entanto, este modelo obteve o pior resultados na previsão das velocidades máximas dos perfis. Contudo, para os perfis de velocidades horizontais, o modelo Reynolds Stress foi o único modelo estudado que foi capaz de captar uma perturbação de mesma magnitude do perfil

de referência estudado por Popinhak et al. (2013), as razões pelas quais, o modelo conseguiu uma melhor previsibilidade apenas para uma densidade de malha não foram analisadas durante os estudos.

A Tabela 11 mostra os resultados consolidados dos erros percentuais para cada um dos modelos numéricos.

Tabela 11 – Comparativo de erros percentuais para os modelos estudados, Popinhak et al. (2013).

Densidade de malha	Variação Percentual (%)			
	$k - \omega$ STD	$k - \omega$ SST	Transition SST	Reynolds Stress
40x160	5,41%	5,59%	4,02%	22,62%
80x320	7,13%	6,91%	7,77%	14,09%
100x400	7,13%	7,13%	8,23%	11,97%
120x480	7,20%	7,20%	-	10,92%
200x800	7,35%	7,36%	-	15,64%
Variação média (%)	6,85%	6,84%	6,68%	15,05%

Fonte: Próprio Autor.

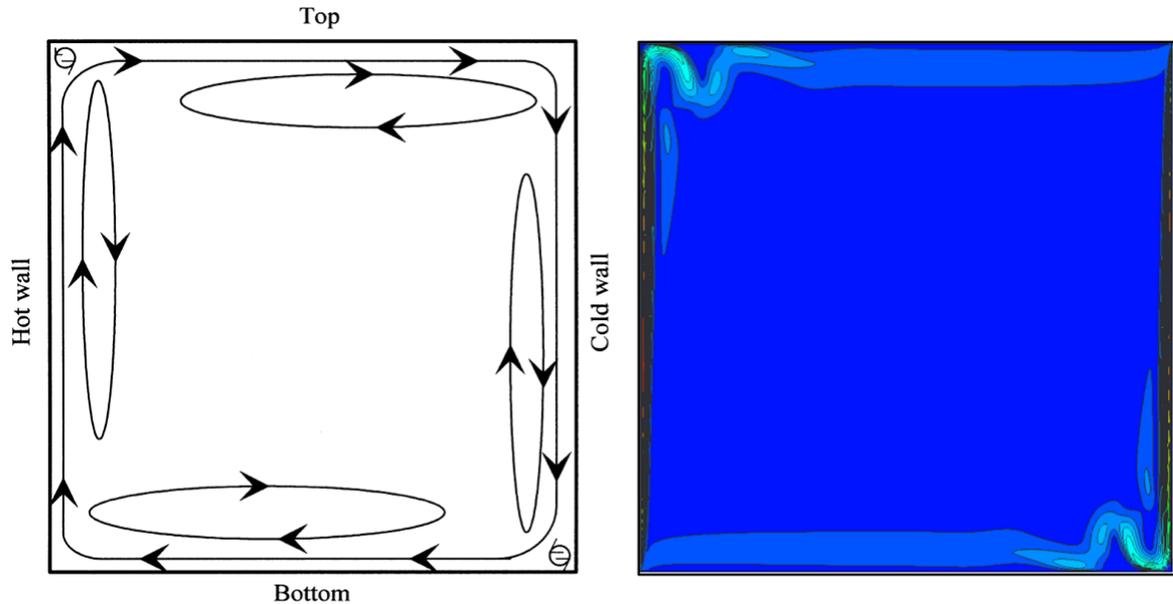
De modo geral os modelos $k - \omega$ apresentaram um melhor desempenho dentre todos os modelos *RANS* estudados, apresentando uma boa estabilidade em todas as densidades de malha estudadas, e ainda, uma excelente previsibilidade do perfil de velocidades verticais. Já os modelos Transition SST e Reynolds Stress não apresentaram resultados com a mesma acurácia e estabilidade quanto os dois primeiros modelos. Contudo, com esta validação pode-se concluir que estes modelos têm um imenso potencial de previsibilidade para certos aspectos, como a previsibilidade da máxima velocidade do perfil para o modelo Transition SST, e a correlação com o perfil de velocidade horizontal para o modelo Reynolds Stress.

4.3 VALIDAÇÃO NUMÉRICA UTILIZANDO O MODELO DE TIAN E KARAYIANNIS (2000)

Devido a falta de simetria entre a parede quente e fria, e a não correlação dos modelos numéricos nos perfis de velocidade verticais e horizontais, respectivamente, expostos por Popinhak et al. (2013), fez-se necessária a validação dos modelos numéricos utilizando outro estudo. Neste cenário, o estudo utilizado como base para a segunda validação, foi o de Tian e Karayiannis (2000), no qual os mesmos modelos utilizados na validação do primeiro estudo serão reavaliados nesta seção.

A Figura 31 mostra uma comparação entre o campo de velocidade teórico, esboçado pelo autor do estudo de referência, com o resultado obtido pelo campo de velocidades do modelo $k - \omega$ SST.

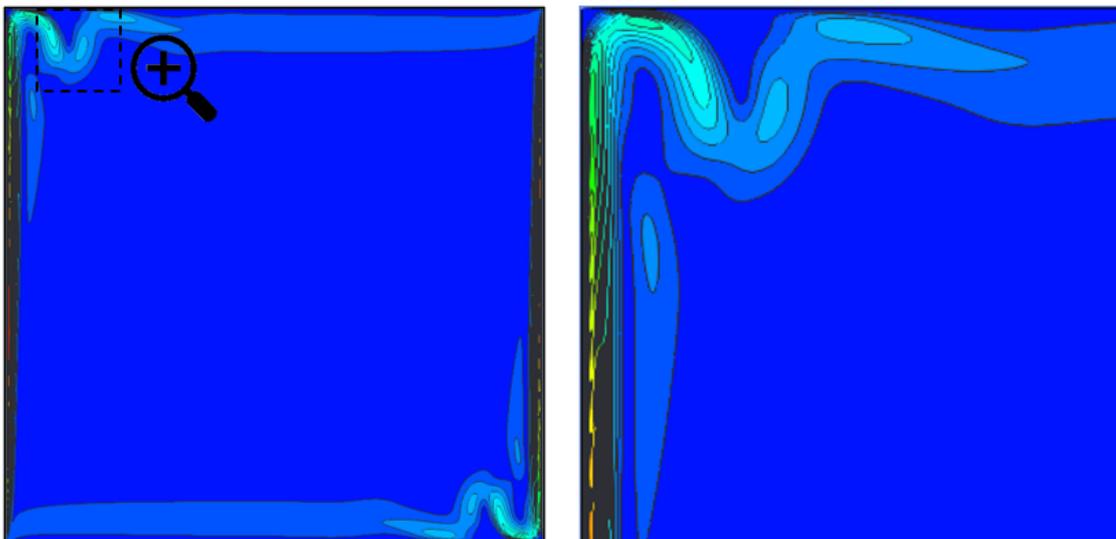
Figura 31 – Comparação do campo de velocidades obtidos por Tian e Karayiannis (2000) e o modelo $k - \omega$ SST.



Fonte: Próprio autor

Nesta comparação pode-se perceber que o modelo consegue prever as duas regiões de recirculação mais largas próximas as paredes do topo e do fundo da cavidade, bem como as recirculações mais delgadas formadas na laterais da cavidade. As regiões mostradas nos cantos superior esquerdo e inferior direito não foram nitidamente identificadas no campo de velocidades, no entanto, outras duas regiões de recirculação próximas a estas se destacam. A Figura 32 mostra estas regiões de recirculação.

Figura 32 – Regiões de recirculação obtidas pelo modelo $k - \omega$ SST.

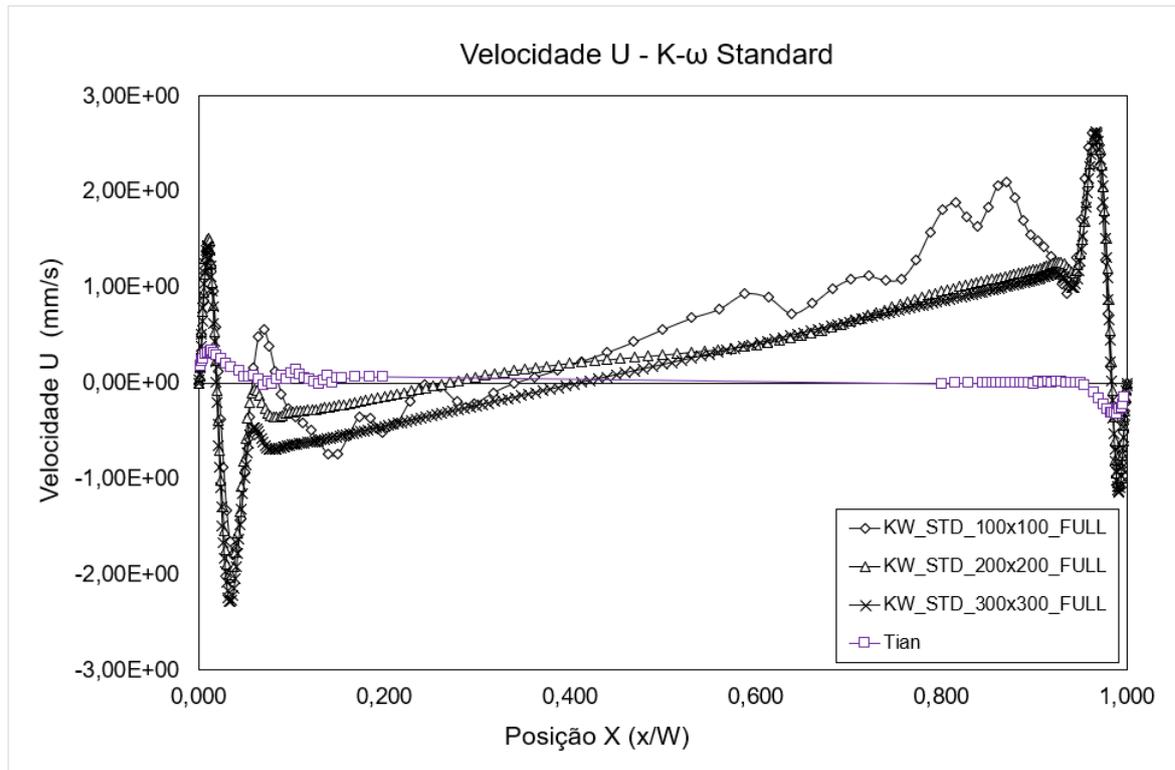


Fonte: Próprio autor

4.3.1 Modelo $k - \omega$ Standard aplicado a cavidade de Tian e Karayiannis (2000).

As validações iniciam com o modelo $k - \omega$ Standard, onde os perfis de velocidades horizontais obtidos pelo modelo numérico e o perfil de referência são mostrados na Figura 33.

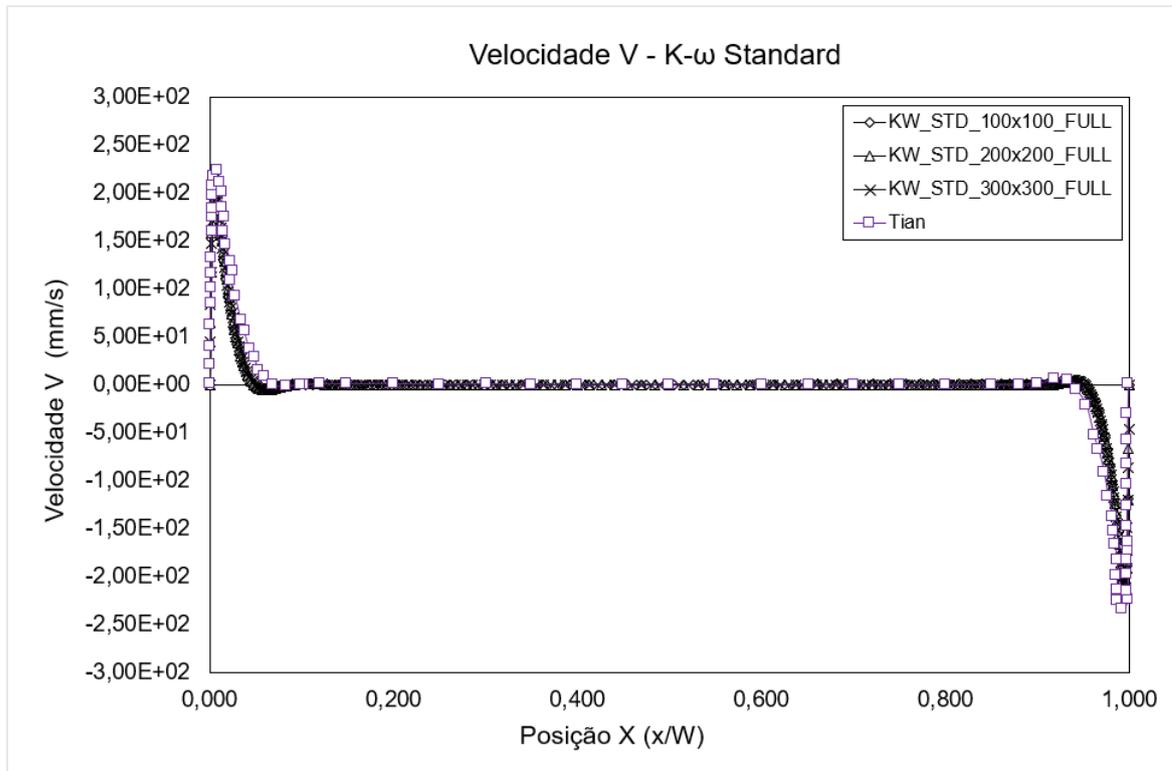
Figura 33 – Velocidade U - $k - \omega$ Standard.



Fonte: Próprio autor

Nota-se que, de maneira análoga aos resultados obtidos para a cavidade Popinhak et al. (2013), os resultados para os perfis de velocidades horizontais não apresentam uma boa correlação com o estudo de referência, os picos de velocidade obtidos pelo modelo numérico possuem uma magnitude muito superior quando comparados com o perfil de velocidade do estudo de referência. Além da divergência entre as magnitudes de velocidade, os perfis obtidos pelo modelo numérico apresentam como magnitude máxima uma velocidade na direção contrária a velocidade obtida de $-2,03 \text{ mm/s}$ para a região próxima a superfície quente e $2,61 \text{ mm/s}$ para o pico de velocidade próximo a superfície fria mostrados na Figura 33.

Os perfis de velocidades verticais para a cavidade de Tian e Karayiannis (2000) são mostrados na Figura 34, os efeitos do refino de malha são apresentados.

Figura 34 – Velocidade V - $k - \omega$ Standard.

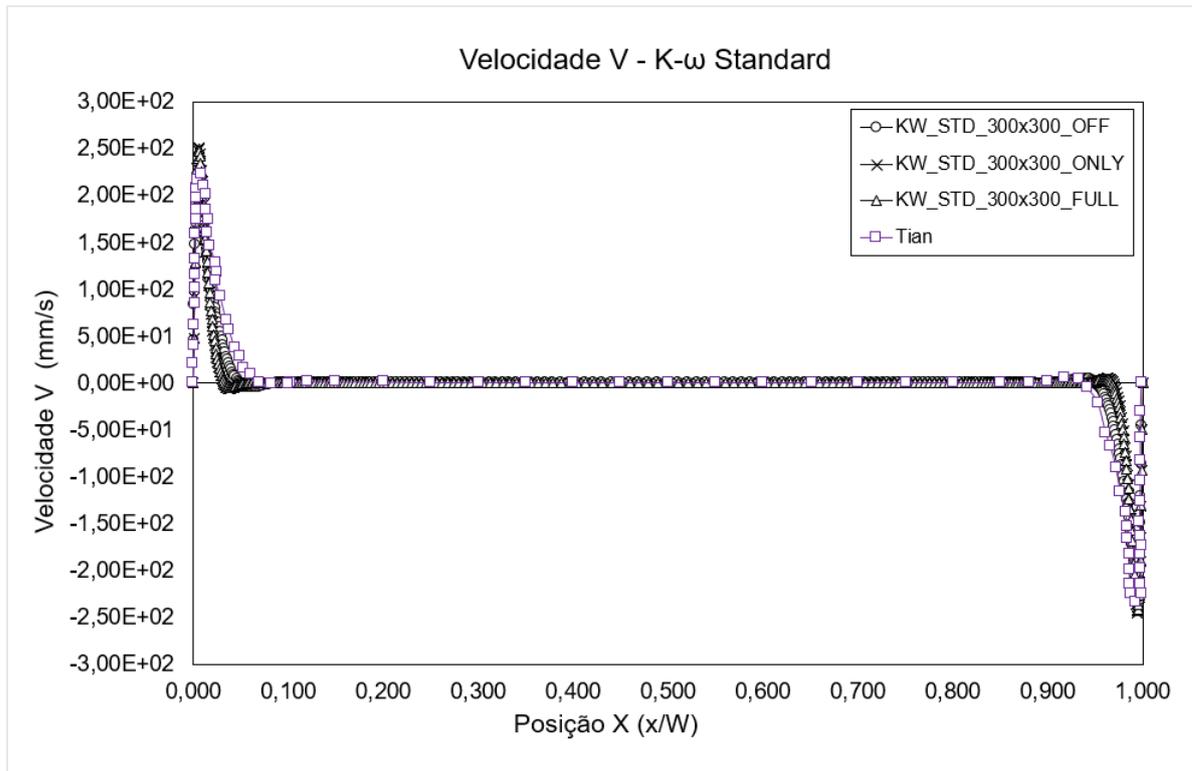
Fonte: Próprio autor

Os perfis de velocidades verticais obtidos pelo modelo numérico apresentados na Figura 34 são muito similares, o refino de malha definido pelo estudo não apresentaram nenhum efeito, demonstrando que um grid de 100x100 é suficiente para a realização deste estudo. No geral, o modelo apresentou uma boa correlação com os resultados do estudo de referência, posteriormente, serão comparados os picos de velocidades na Tabela 12.

Como parte do escopo de estudo deste trabalho, as validações seguem com o estudos dos efeitos de empuxo implementados no AnsysFluent[®], onde a Figura 35 mostra os resultados obtidos nos estudos deste parâmetro.

Analisando os perfis obtidos na Figura 35, percebe-se que os efeitos de empuxo aplicados no modelo $k - \omega$ Standard não apresentam melhoria no desempenho do modelo. Nota-se que o perfis de velocidades obtido com os efeitos de "apenas produção" e "todos os efeitos de empuxo", obtiveram um desempenho inferior ao perfil obtido com o efeito de empuxo "desligado" ao longo da curva. Também é observado que entre os dois efeitos de empuxo "apenas produção" e "todos os efeitos de empuxo" não há uma variação expressiva entre estes dois resultados.

Os erros percentuais das máximas velocidades dos perfis próximas a superfície quente são mostradas na Tabela 12.

Figura 35 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais - $k - \omega$ STD.

Fonte: Próprio autor

Tabela 12 – Erros percentuais de amplitude de velocidade máxima - $k - \omega$ STD.

Densidade de malha	V Vel (mm/s)	Erro %
Tian	223,31	-
100x100	218,24	2,27%
200x200	218,45	2,18%
300x300	218,45	2,18%

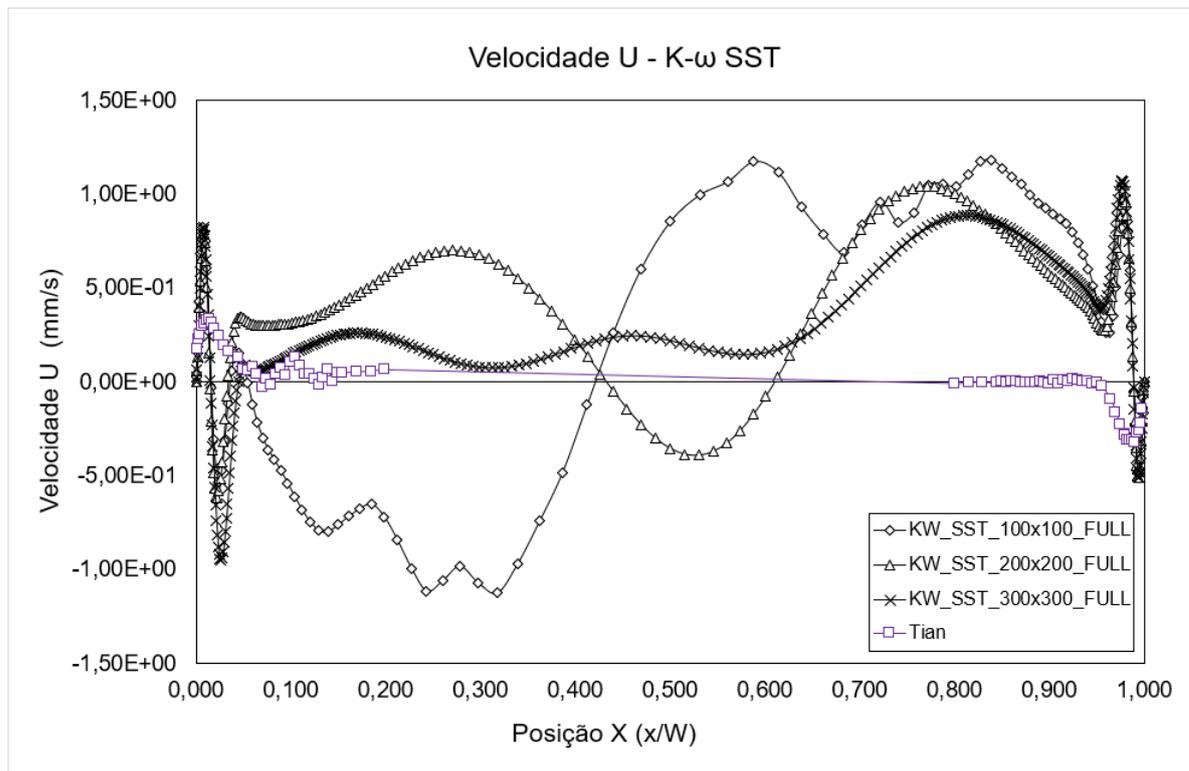
Fonte: Próprio Autor.

A Tabela 12 mostra que os resultados obtidos para a máxima amplitude de velocidade obtiveram um erro percentual máximo de 2,27% para a menor densidade de malha, resultado muito superior quando comparado com os resultados obtidos pelo modelo na cavidade de Popinjak et al. (2013), onde o menor erro obtido foi 5,41%. Este melhor resultado pode ser atribuído a maior densidade de malha aplicada nas validações com o experimento de Tian e Karayiannis (2000), bem como a formulação de viscosidade aplicada nos modelos de simulação, de modo geral, as formulações utilizando Ar como fluido de trabalho possuíram melhor correlação quando comparadas com formulação que utilizam água.

4.3.2 Modelo $k - \omega$ SST aplicado a cavidade de Tian e Karayiannis (2000).

Para o modelo $k - \omega$ SST os resultados obtidos foram equivalentes ao seu modelo antecessor $k - \omega$ Standard. As análises são iniciadas com os resultados dos perfis de velocidades horizontais, expostos na Figura 36.

Figura 36 – Velocidade U - $k - \omega$ SST.

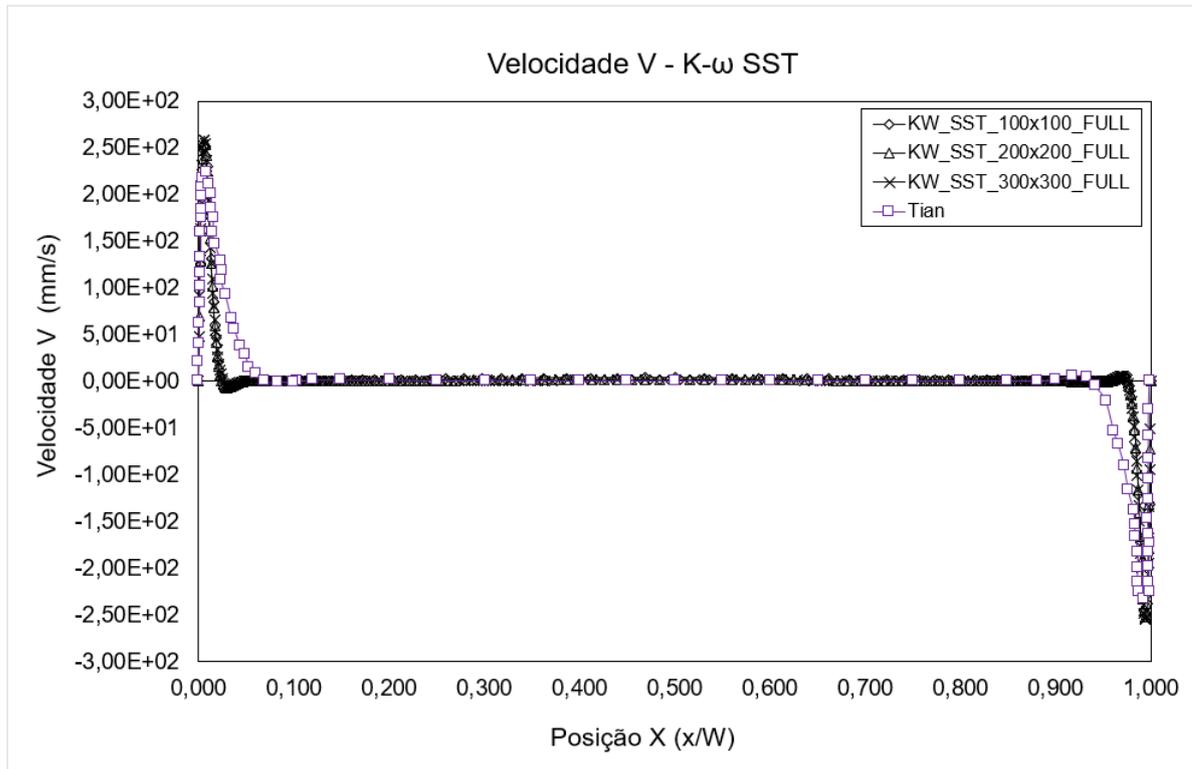


Fonte: Próprio autor

Assim, como os demais modelos, o modelo numérico $k - \omega$ SST não obteve uma boa correlação com o estudo de referência realizado por Tian e Karayiannis (2000). Os resultados obtidos para os perfis de velocidade horizontais por este modelo, além de não terem uma boa correlação com o experimento, também não apresentaram uma similaridade entre os mesmos quando aplicado o refino de malha.

De modo geral, o modelo foi validado para a simulação dos perfis de velocidades verticais, não apresentando uma diferenciação de resultados quando aplicado o refino de malha no modelo, mostrando que o grid de 100x100 seria suficiente para a previsão dos perfis de velocidade verticais. A Figura 37, mostra os perfis de velocidades verticais obtidos pelos modelos $k - \omega$ SST.

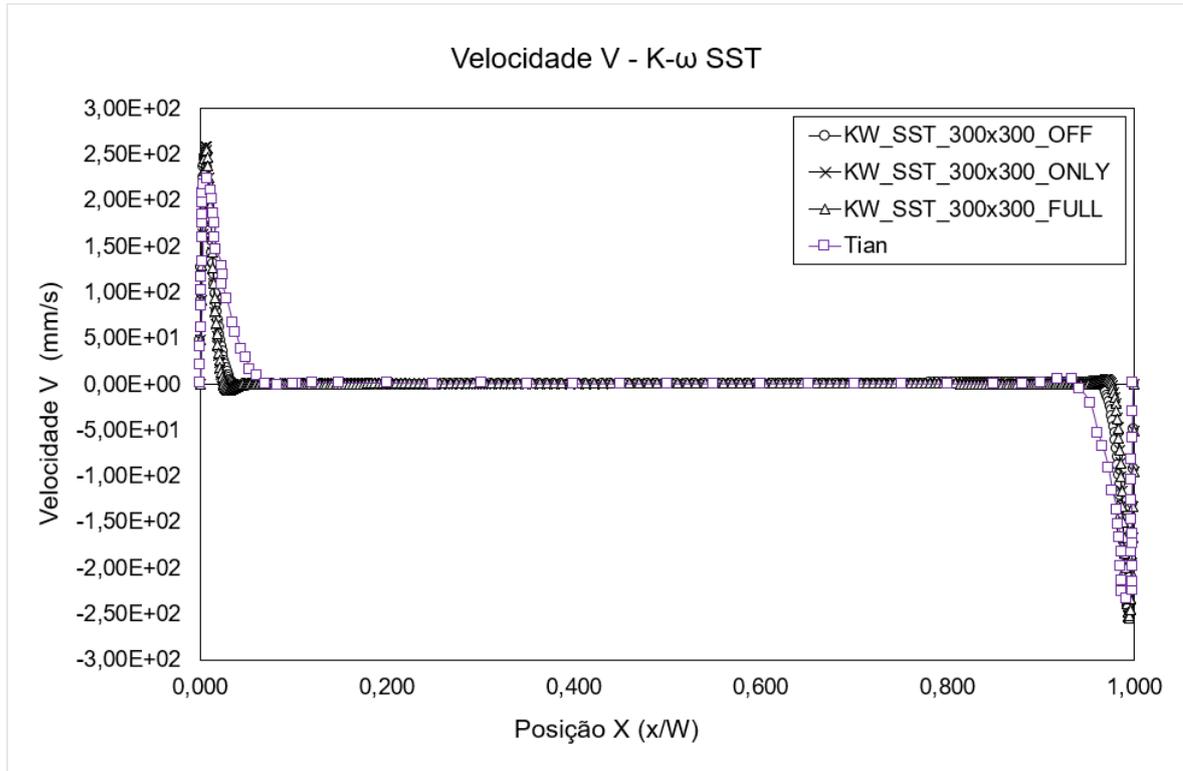
Figura 37 – Velocidade V - $k - \omega$ SST.



Fonte: Próprio autor

A Figura 38 mostra os resultados obtidos para os estudos do efeito de empuxo do modelo $k - \omega$ SST.

Figura 38 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais - $k - \omega$ SST.



Fonte: Próprio autor

Pela similaridade de formulação já explicada no presente trabalho, assim, como o modelo $k - \omega$ Standard, o modelo $k - \omega$ SST não obteve a melhor correlação com os efeitos de empuxo atribuídos em sua formulação.

A validação segue com o estudo da correlação da máxima amplitude do escoamento, os resultados são exibidos na Tabela 13.

Tabela 13 – Erros percentuais de amplitude de velocidade máxima - $k - \omega$ SST.

Densidade de malha	V Vel (mm/s)	Erro %
Tian	223,31	-
100x100	250,56	12,20%
200x200	257,52	15,32%
300x300	257,82	15,45%

Fonte: Próprio Autor.

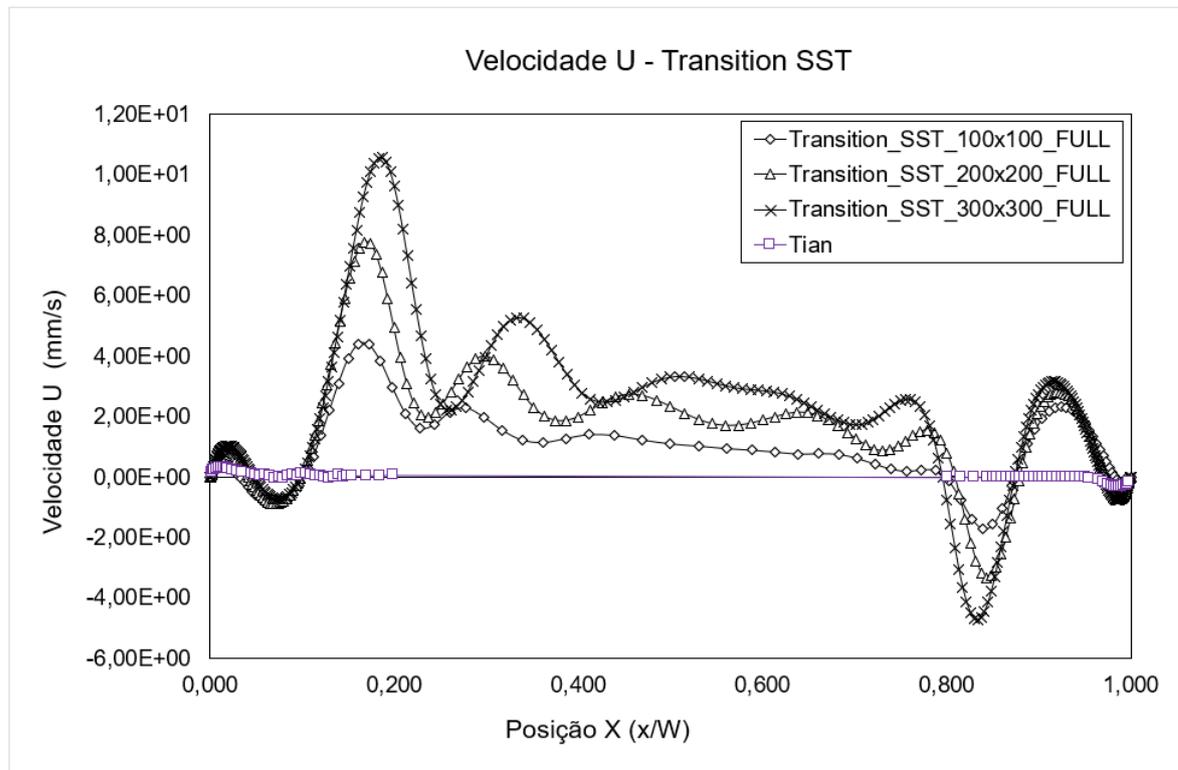
Os erros percentuais da máxima amplitude obtidos pelo modelo $k - \omega$ SST foram superiores ao do seu modelo antecessor $k - \omega$ Standard, onde o menor erro obtido neste modelo foi obtido

pela densidade de malha 100×100 . Os motivos por esta divergência entre estes dois modelos não foram estudados neste trabalho, no entanto, entende-se que o modelo $k - \omega$ SST teve uma ótima previsibilidade dos perfis de velocidades verticais.

4.3.3 Modelo Transition SST aplicado a cavidade de Tian e Karayiannis (2000).

A validação segue com o modelo Transition SST, nos quais os resultados dos perfis de velocidade horizontais são exibidos na Figura 39.

Figura 39 – Velocidade U - Transition SST.

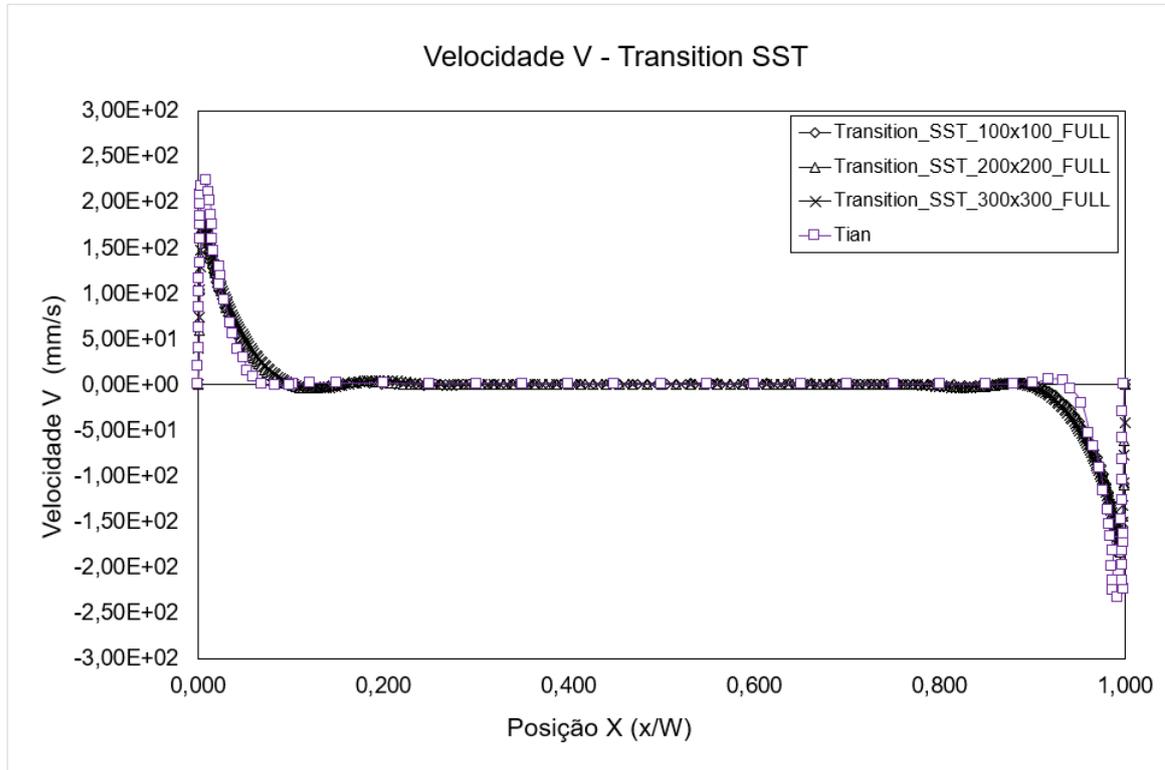


Fonte: Próprio autor

Como os demais modelos, e também no estudo utilizando este modelo aplicado no experimento de Popinhak et al. (2013), os resultados obtidos para os perfis de velocidades horizontais não apresentaram uma boa correlação com os estudos de referência.

Novamente, as validações seguem com a apresentação dos perfis de velocidades verticais, que são apresentadas pela Figura 40.

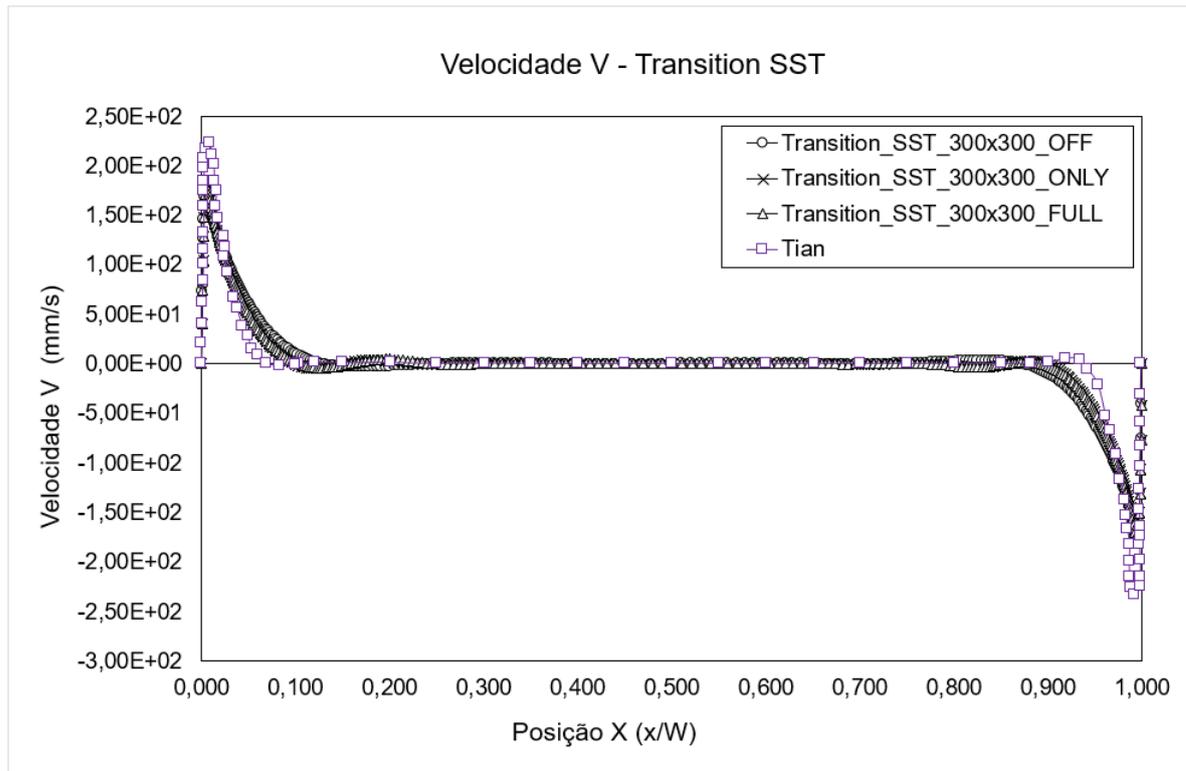
Figura 40 – Velocidade V - Transition SST.



Fonte: Próprio autor

Os perfis de velocidades verticais obtidos pelo modelo Transition SST apresentam uma boa correlação com os resultados experimentais, no entanto, os dois primeiros modelos baseados em $k - \omega$, obtiveram resultados superiores a este modelo. O modelo Transition SST obteve uma acurácia inferior na previsão de resultados ao longo da curva, bem como a máxima velocidade desenvolvida no interior da cavidade. Os resultados obtidos para o estudo dos efeitos de empuxo para o modelo Transition SST, são mostrados na Figura 41.

Figura 41 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais - Transition SST.



Fonte: Próprio autor

Diferentemente dos resultados obtidos pelos efeitos de empuxo mostrados nas seções dos modelos $k - \omega$, o modelo obteve um melhor resultado com os efeitos de empuxo aplicados.

A Tabela 14 mostra o erro percentual obtido para a máxima velocidade de cada uma das densidades de malha estudadas.

Tabela 14 – Erros percentuais de amplitude de velocidade máxima - Transition SST.

Densidade de malha	V Vel (mm/s)	Erro %
Tian	223,31	-
100x100	182,92	18,09%
200x200	183,16	17,98%
300x300	179,22	19,75%

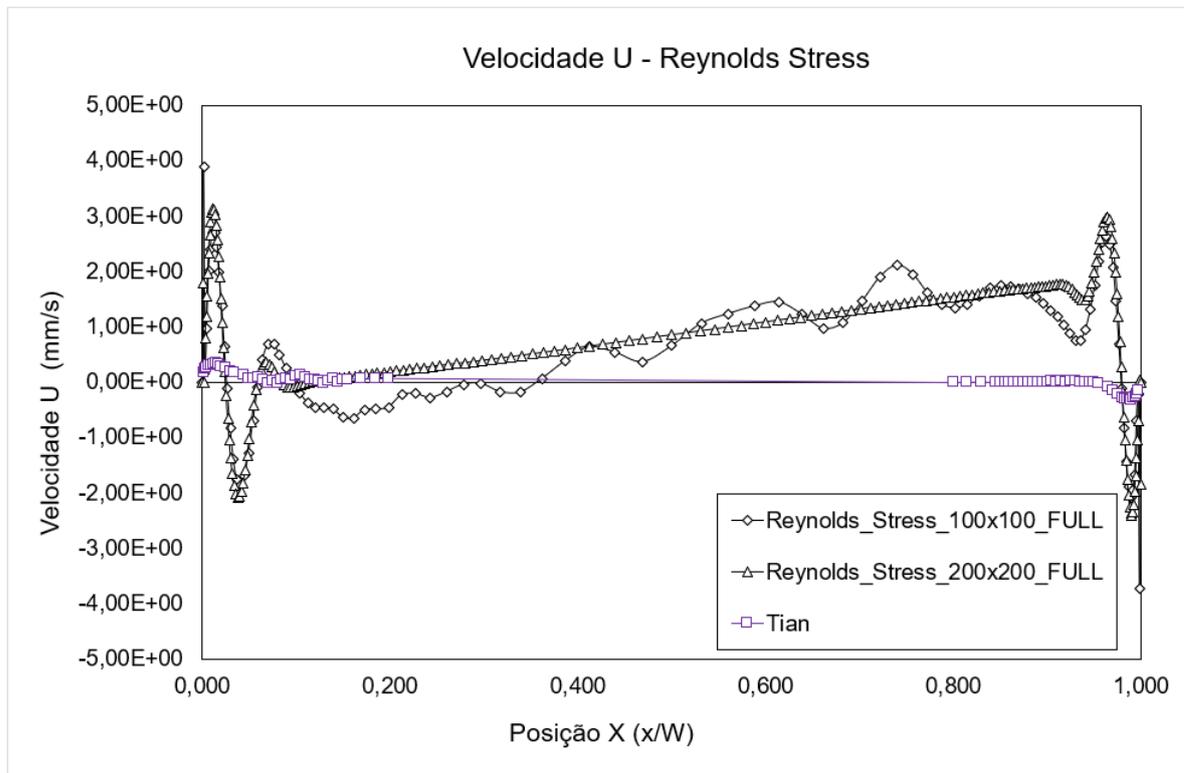
Fonte: Próprio Autor.

Os resultados obtidos da máxima amplitude de velocidade para o modelo Transition SST, deixa claro que o modelo obtém resultados com menor acuracidade do que os modelos $k - \omega$.

4.3.4 Modelo Reynolds Stress aplicado a cavidade de Tian e Karayiannis (2000).

Como último estudo de validação o modelo numérico Reynolds Stress foi avaliado, onde os resultados para o perfil velocidade horizontal são apresentados na Figura 42.

Figura 42 – Velocidade U - Reynolds Stress.



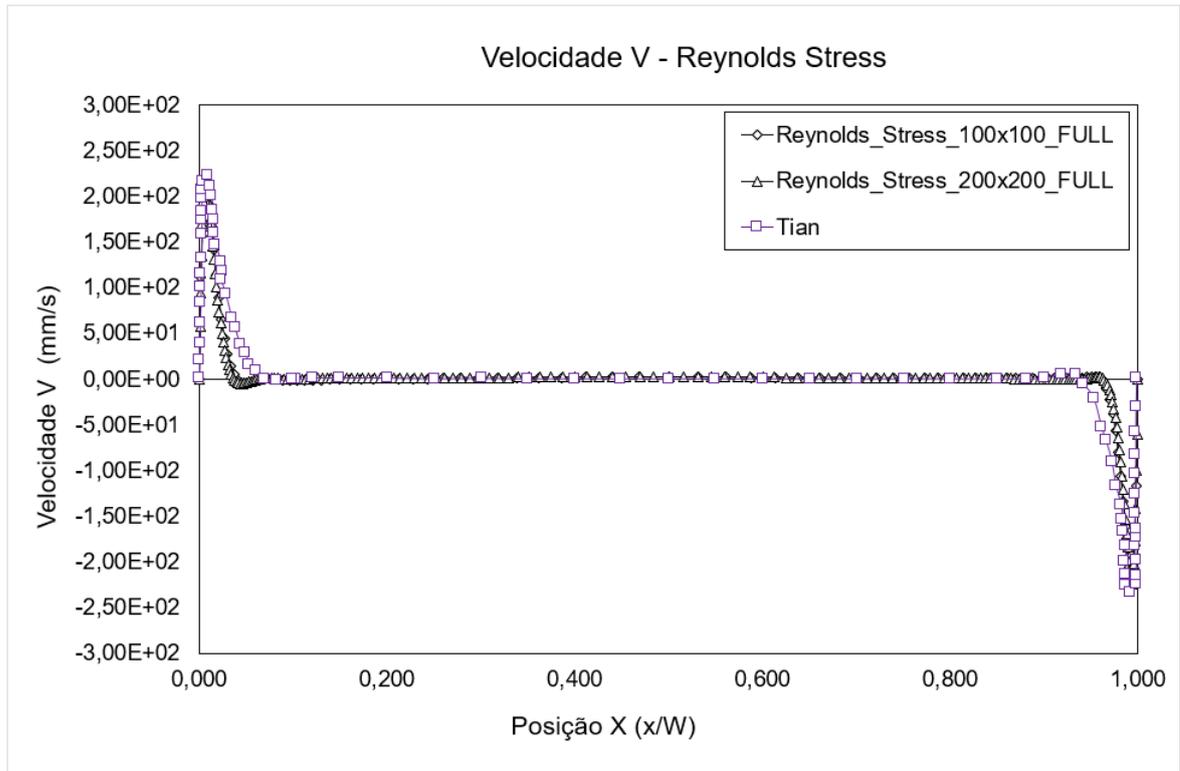
Fonte: Próprio autor

O modelo Reynolds Stress não apresentou uma boa correlação para as velocidades horizontais, diferentemente, do resultado apresentado para o experimento de Popinhak et al. (2013) o modelo não foi capaz de prever nenhuma perturbação do escoamento, e ainda não manteve uma estabilidade de convergência para a densidade de malha 300x300.

Os resultados obtidos pelo modelo para os perfis de velocidades verticais são apresentados na Figura 43.

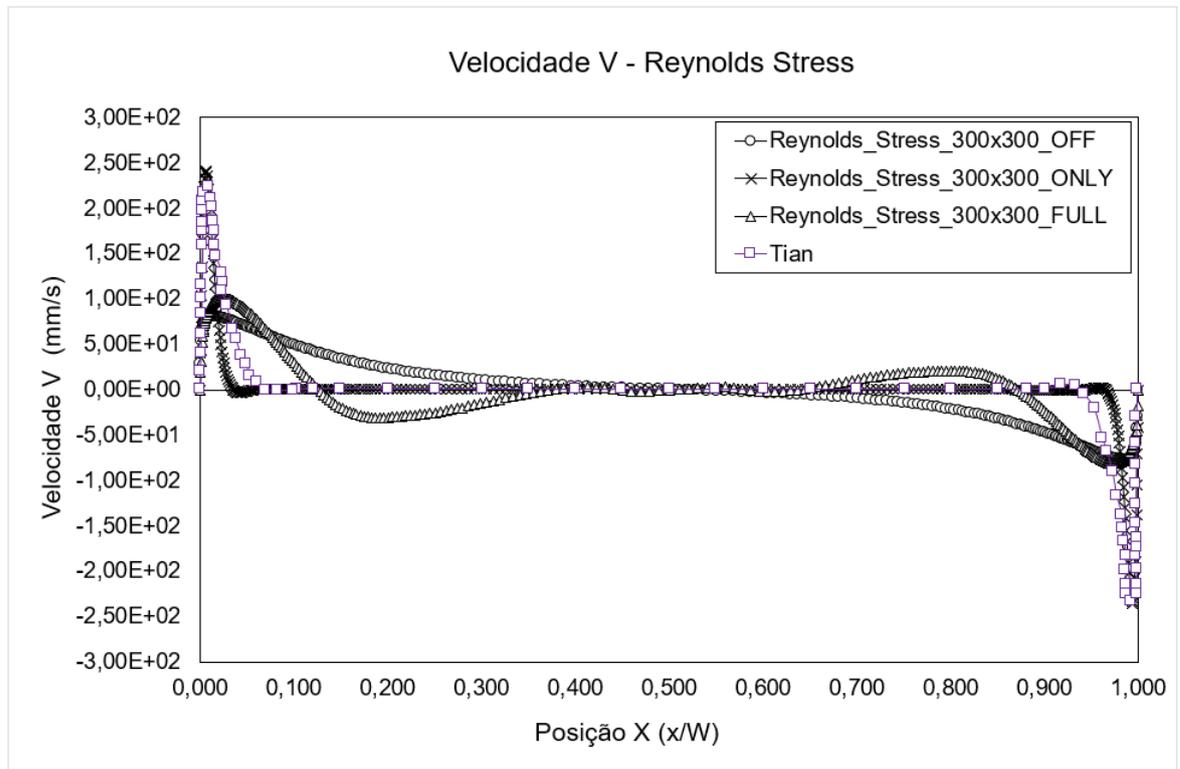
Os resultados obtidos pelo modelo são consistentes quando comparados com os resultados experimentais, no entanto, como citado anteriormente o modelo não obteve uma boa estabilidade de convergência para a densidade de malha 300x300. Os efeitos de empuxo não foram possíveis de serem avaliados para este modelo, uma vez que o mesmo não apresentou uma boa convergência para na densidade de malha 300x300. A Figura 44, mostra os resultados obtidos para os perfis verticais de velocidade, para o modelo Reynolds Stress.

Figura 43 – Velocidade V - Reynolds Stress.



Fonte: Próprio autor

Figura 44 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais - Reynolds Stress.



Fonte: Próprio autor

Tabela 15 – Erros percentuais de amplitude de velocidade máxima - Reynolds Stress.

Densidade de malha	V Vel (mm/s)	Erro %
Tian	223,31	-
100x100	214,20	4,08%
200x200	223,03	0,13%
300x300	-	-%

Fonte: Próprio Autor.

4.3.5 Consolidação dos resultados da cavidade de Tian e Karayiannis (2000).

A consolidação de resultados do experimento de Tian e Karayiannis (2000) são mostrados na Tabela 16. Pode-se constatar que o menor erro médio obtido foi o do modelo Reynolds Stress, no entanto, o menor desvio entre os erros obtidos entre as densidades de malha foi a do modelo $k\omega$ -STD. O modelo Transition SST obteve resultados inferiores a todos os demais modelos, tendo como média 18,60% considerando os 3 casos estudados.

Embora modelo com menor erro percentual médio tenha sido obtido pelo modelo Reynolds Stress, é preciso evidenciar que o modelo não obteve uma estabilidade e convergência para ambos os estudos, bem como no modelo Transition SST. Para o experimento realizado por Tian e Karayiannis (2000) o erro médio obtido pelo modelo $k\omega - SST$ foi superior quando comparados com o experimento de Popinhak et al. (2013), no entanto, os modelos $k\omega$ apresentaram uma correlação superior em relação a estabilidade e convergência de solução.

Tabela 16 – Comparativo de erros percentuais para os modelos estudados Tian e Karayiannis (2000).

Variação Percentual (%)				
Densidade de malha	$k - \omega$ STD	$k - \omega$ SST	Transition SST	Reynolds Stress
100x100	2,27%	12,20%	18,09%	4,08%
200x200	2,18%	15,32%	17,98%	0,13%
300x300	2,18%	15,45%	19,75%	-%
Variação média (%)	2,21%	14,32%	18,60%	2,10%

Fonte: Próprio Autor.

No capítulo 5 serão apresentados os resultados obtidos para o problema considerando suas modificações geométricas, que por sua vez, tomando como base os dados apresentados nas seções 4.2 e 4.3, os modelos $k\omega$ tiveram um melhor desempenho nas características de escoamento avaliadas. O autor do presente estudo optou por seguir as avaliações destas modificações geométricas com o modelo $k\omega - SST$, devido ao modelo ter apresentado um ótimo desempenho na previsibilidade dos perfis de velocidade vertical, e máxima amplitude de velocidade, além de

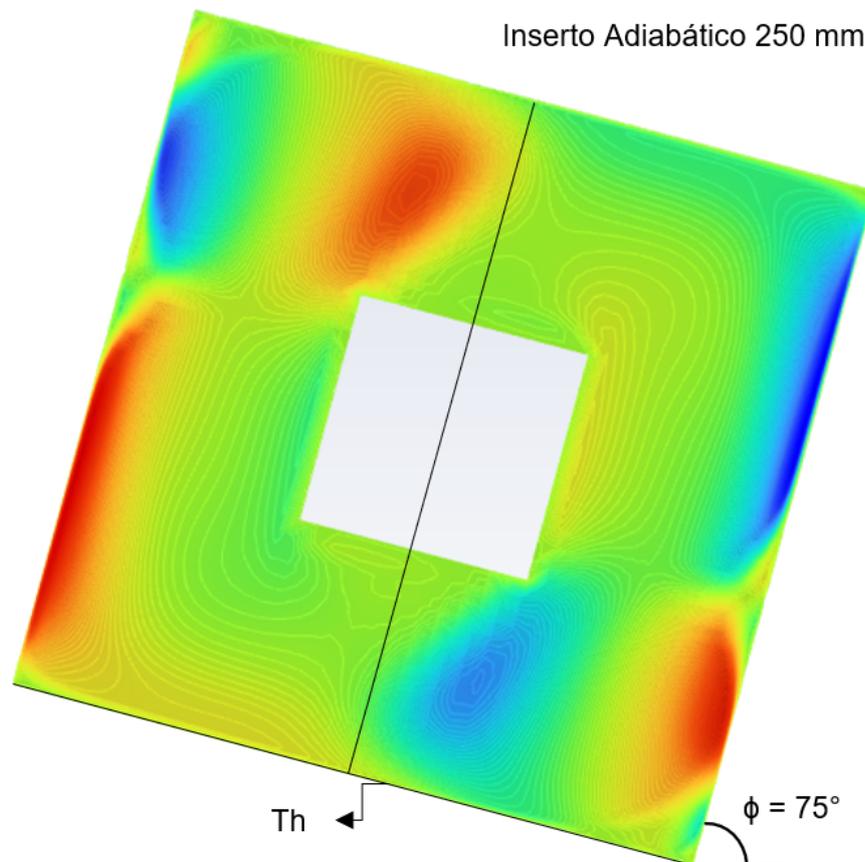
que as modificações de geometria poderiam implicar na formação de uma região de corrente livre, onde o modelo $k\omega$ STD não teria um bom desempenho.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão discutidos os resultados obtidos a partir das modificações aplicadas na cavidade estudada por Tian e Karayiannis (2000). As modificações consistem na instalação de um inserto no centro da cavidade com dimensões variando de 250mm à 550mm , onde serão atribuídas propriedades condutivas e adiabáticas para estes insertos durante as avaliações dos perfis de velocidade verticais, Nu_L e \overline{Nu} . Para os cálculos de Nu_L e \overline{Nu} , o valor de referência utilizado na formulação do programa foi igual a $L = 1$. Outra modificação geométrica avaliada nesta seção será o ângulo de inclinação da cavidade, onde serão avaliadas as inclinações de 0° , 15° , 30° , 60° e 75° . A Figura 45 mostra de maneira ilustrativa os ângulos de rotação que serão estudados para uma cavidade com um inserto de 250mm no centro da cavidade.

Os perfis de velocidade mostrados nesta seção foram obtidos a partir da linha de simetria horizontal da cavidade, enquanto as curvas de Nu_L foram geradas a partir da superfície quente T_h conforme mostrado na Figura 45.

Figura 45 – Linha de simetria da cavidade e superfície quente em uma cavidade - Campo de velocidades verticais.



Fonte: Próprio autor

Posteriormente, serão estudadas as mesmas geometrias alterando as temperaturas das superfícies quente e fria, a fim de se obter resultados com diferentes ordens de valores para o

numero Rayleigh, e ainda a comparação entre os valores obtidos para \overline{Nu} com a cavidade sem inserto para cada ordem de grandeza. A Tabela 17 mostra os respectivos valores das condições de contorno aplicadas, para a obtenção dos valores de Ra no interior da cavidade.

Tabela 17 – Condições de contorno para diferentes valores de Rayleigh.

Casos	Superfície quente T_h [K]	Superfície fria T_c [K]	Rayleigh Ra
1	305,15	301,15	$7,5 \cdot 10^7$
2	323,15	283,15	$7,5 \cdot 10^8$
3	503,15	103,15	$7,5 \cdot 10^9$

Fonte: Próprio Autor.

onde os perfis de velocidades e curvas de Nusselt local na superfície quente discutidas nas seções, são provenientes do caso 2 mostrado na Tabela 17. Os gráficos para os demais casos serão anexados aos Apêndices A e B.

Para as análises do inserto condutivo, foi considerado um inserto de alumínio com uma condutividade térmica $k_i = 202,4 \text{ W/kg} \cdot \text{K}$, define-se assim a razão $\frac{k_f}{k_i} = 1,196 \cdot 10^{-4}$, entre a condutividade do fluido k_f , e a condutividade do inserto k_i .

5.1 INFLUENCIA DO ÂNGULO DE INCLINAÇÃO NO ESCOAMENTO - INSERTO CONDUTIVO

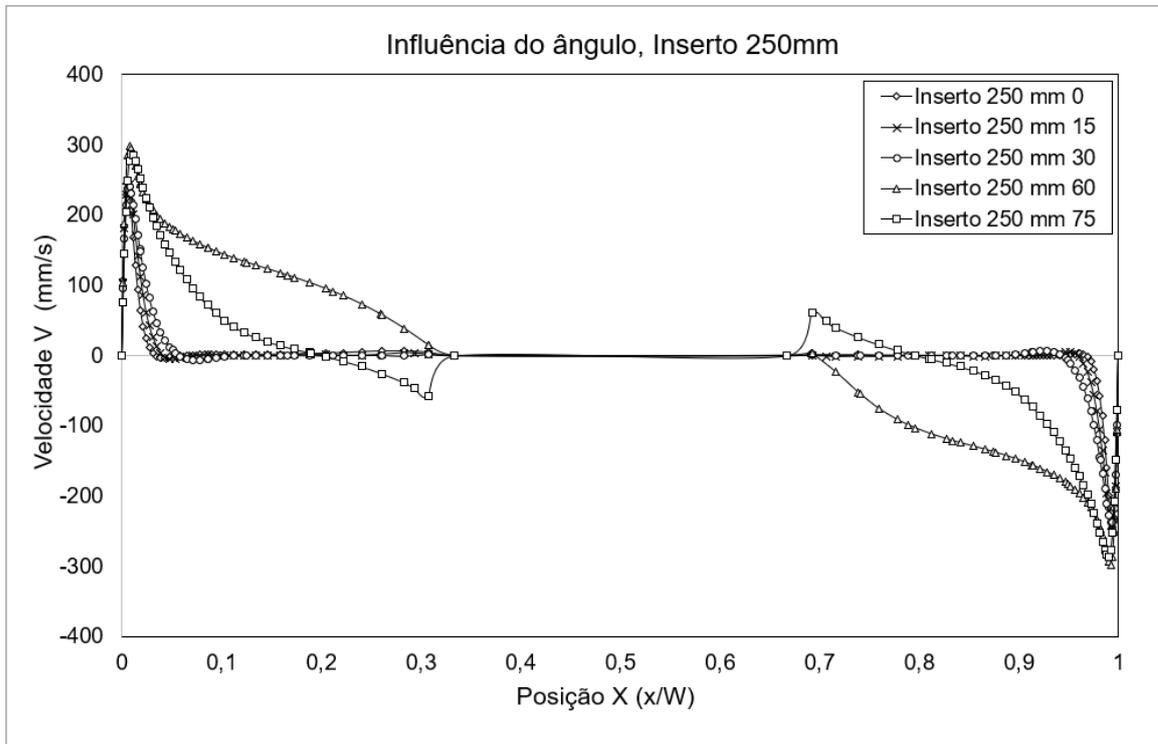
Nesta seção serão discutidos os resultados obtidos nos estudos da cavidade envolvendo o inserto condutivo. As avaliações foram iniciadas fixando as dimensões do inserto no interior da cavidade, e alterando o seu ângulo de rotação. A Figura 46 mostra a influência do ângulo de rotação sobre os perfis de velocidade vertical em uma cavidade com um inserto de 250mm.

Nota-se que na Figura 46, os perfis de velocidades para dos ângulos de rotação de 0° , 15° e 30° não apresentaram uma grande diferenciação entre os resultados apresentados, no entanto percebe-se uma alteração gradativa entre estes perfis até que por fim é apresentado o perfil para a rotação de 60° , onde ocorre uma alteração abrupta do perfil de velocidades devido a uma mudança de direção do escoamento e a criação de uma região de recirculação. Para a rotação de 75° a região de recirculação se intensifica, exercendo ainda mais influencia sobre o perfil de velocidades.

A Figura 47 mostra uma comparação e evidencia a formação da nova região de recirculação.

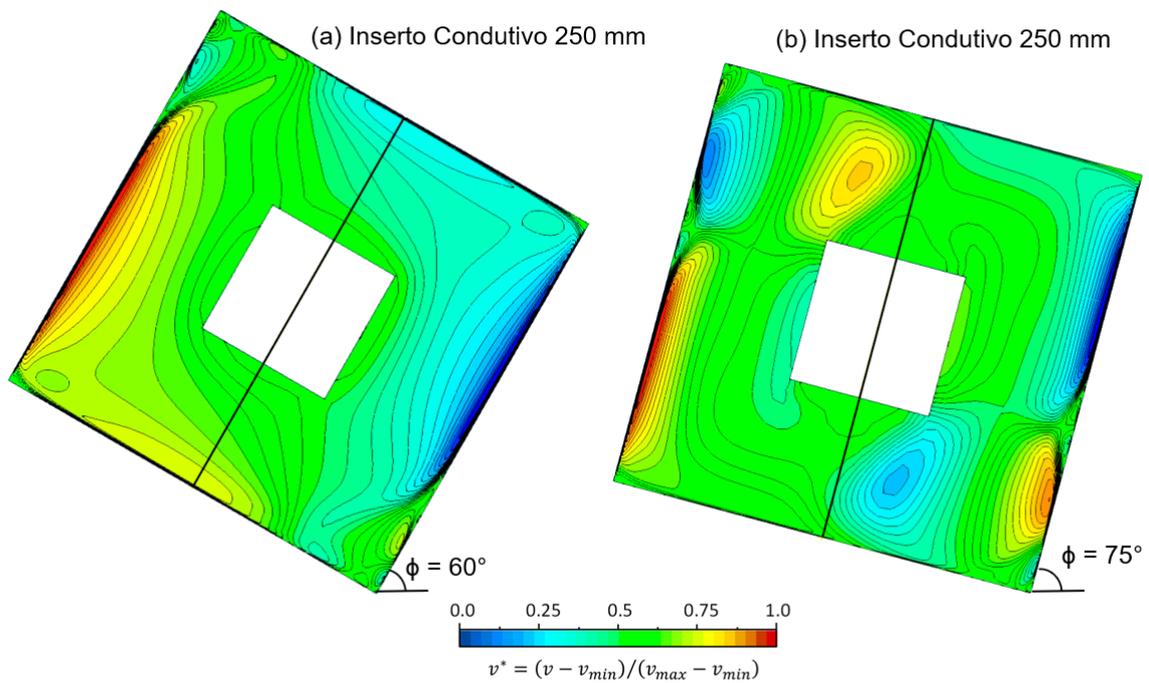
Na Figura 47, pode-se observar o inicio da formação da região de recirculação para o ângulo de 60° , e ainda a acentuação desta região para o ângulo de 75° , além de auxiliar o entendimento da inversão do módulo da velocidade vertical do perfil mostrado na Figura 46, para a rotação de 75° , uma vez que é possível perceber as linhas de corrente re-circulantes próximas a região do inserto.

Figura 46 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades, inserto de 250mm - Condutivo.



Fonte: Próprio autor

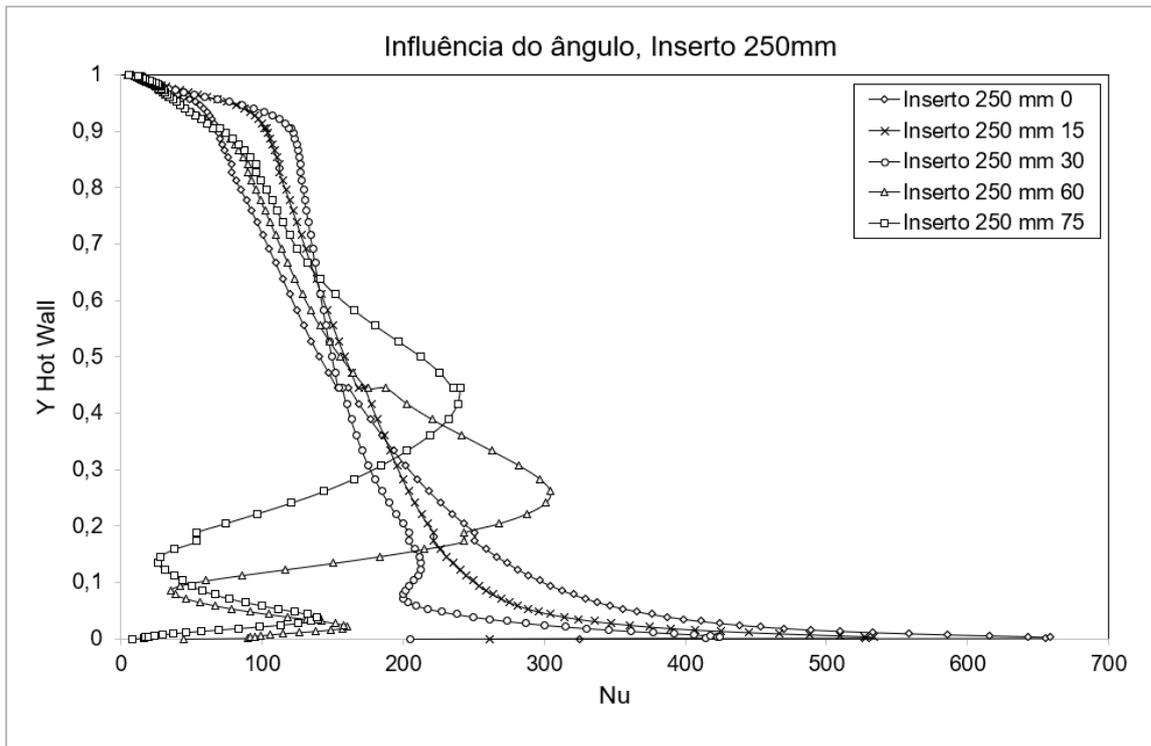
Figura 47 – Campo de velocidades para o inserto de 250mm, inclinações 60° e 75° - Condutivo.



Fonte: Próprio autor

As análises da influência do ângulo seguem com os estudos de Nu_L , para a cavidade com o inserto de 250mm, a Figura 48 mostra as curvas obtidas para cada um dos ângulos de rotação aplicados.

Figura 48 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 250mm - Condutivo.

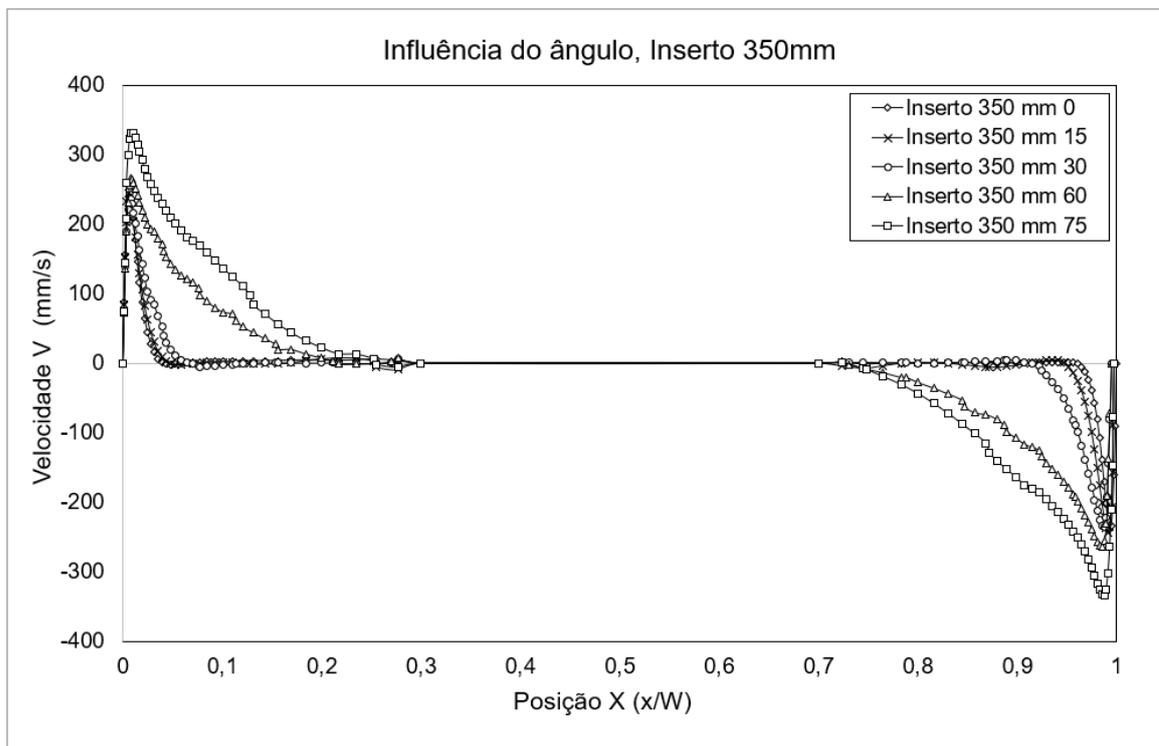


Fonte: Próprio autor

Os resultados obtidos para Nu_L seguiram a mesma formação que os perfis de velocidades para todas as rotações, sendo que os ângulos de 0° , 15° e 30° não apresentaram grandes variações entre os resultados, enquanto nos resultados dos ângulos de 60° e 75° houveram perturbações nítidas nas curvas de Nu_L devido a formação da região de recirculação descrita anteriormente. Nota-se que entre as curvas que sofreram influência da formação da nova região de recirculação, a curva obtida para o ângulo de 60° obteve uma maior amplitude entre os valores de Nu_L máximo e mínimo. Nota-se que para o inserto de 350mm a influência da criação da nova região de recirculação não foi tão expressiva quanto para o inserto de 250mm , uma vez que para o perfil de velocidade de 75° de rotação não houve alteração da direção da velocidade vertical. Este fato deve-se ao desaparecimento da região de recirculação próxima ao inserto, mostrada na Figura 50. Além disso, constata-se que a região de recirculação forma-se mais distante da linha de simetria de onde o perfil de velocidade é extraído, tornando o formato da curva menos sinuoso como mostrado no gráfico da Figura 46.

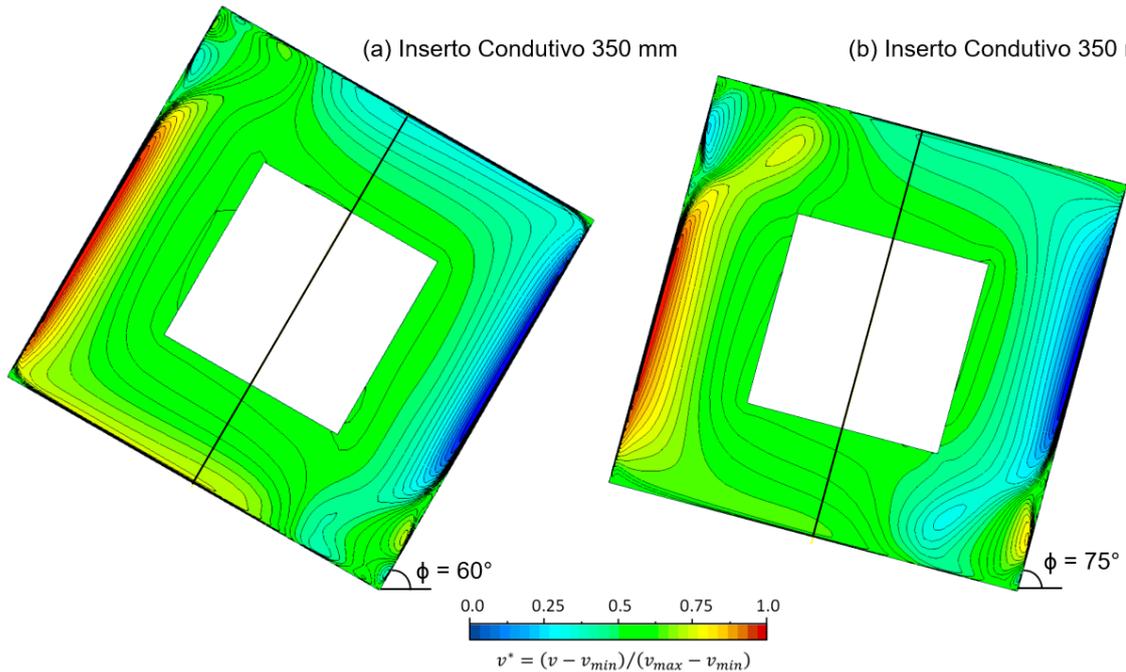
A Figura 49 mostra os resultados dos perfis de velocidade obtidos para o inserto de 350mm .

Figura 49 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades, inserto de 350mm - Condutivo.



Fonte: Próprio autor

Figura 50 – Campo de velocidades para o inserto de 350mm, inclinações 60° e 75° - Condutivo.

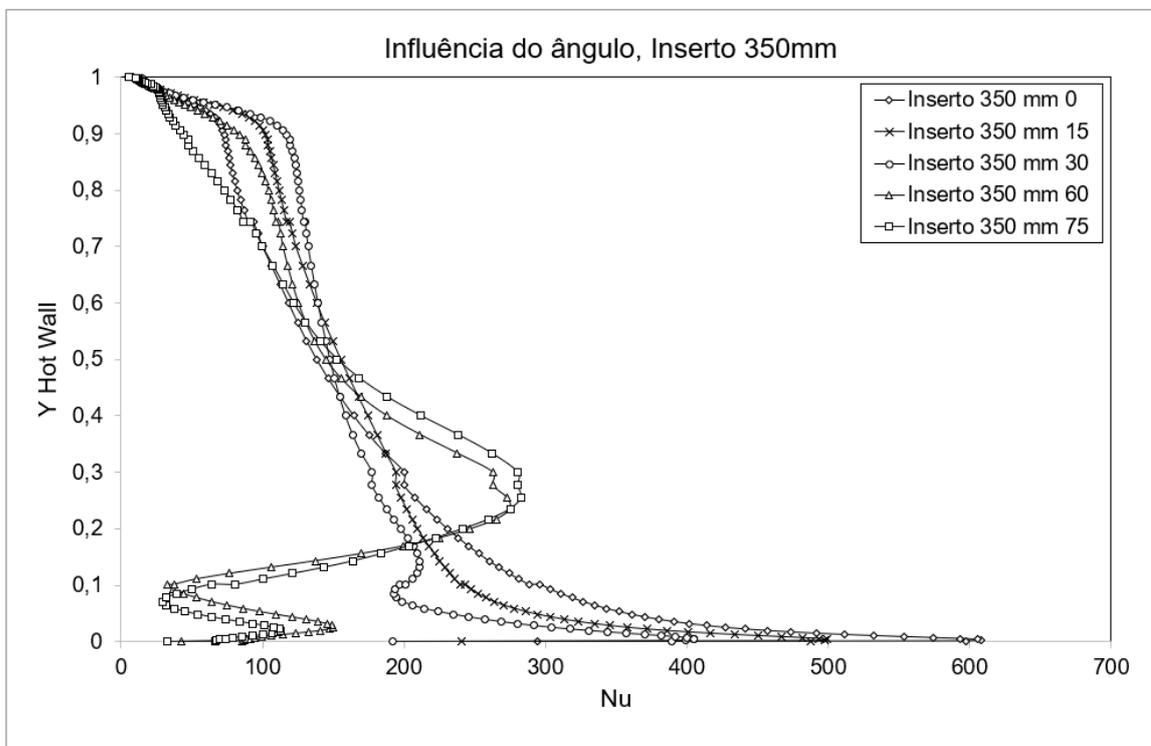


Fonte: Próprio autor

A Figura 51, mostra as curvas de Nu_L para o inserto de 350mm. Novamente os resultados para os ângulos de 0°, 15° e 30°, foram muito similares entre si, bem como as curvas obtidas para os ângulos de 60° e 75°, devido a menor influência da região de recirculação no campo de velocidades.

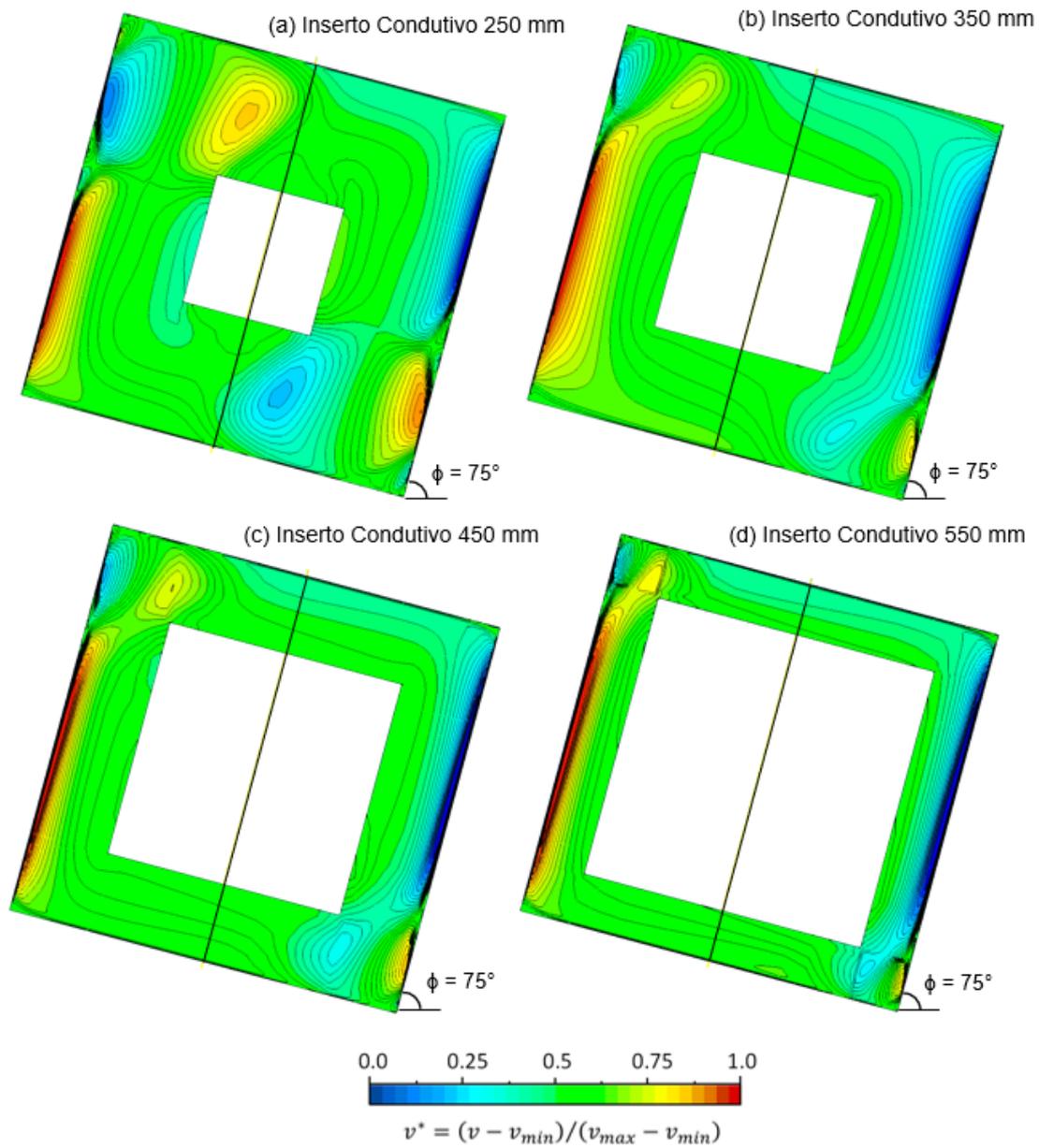
Os demais resultados obtidos para os tamanhos de inserto de 450mm e 550mm, são muito similares aos resultados obtidos com o inserto de 350mm, uma vez que o inserto tem suas dimensões aumentadas, a influência da região de recirculação torna-se cada vez menos significativas. Basicamente, a geometria da cavidade e o espaço disponível para o desenvolvimento do escoamento no seu interior, torna-se cada vez mais restritivo para a formação da recirculação. Os gráficos mostrados nas Figuras 53 - 56, exibem os resultados obtidos para os insertos de 450mm e 550mm, enquanto a Figura 52 mostra a restrição da formação da região de recirculação a medida que as dimensões do inserto aumentam.

Figura 51 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 350mm - Condutivo.



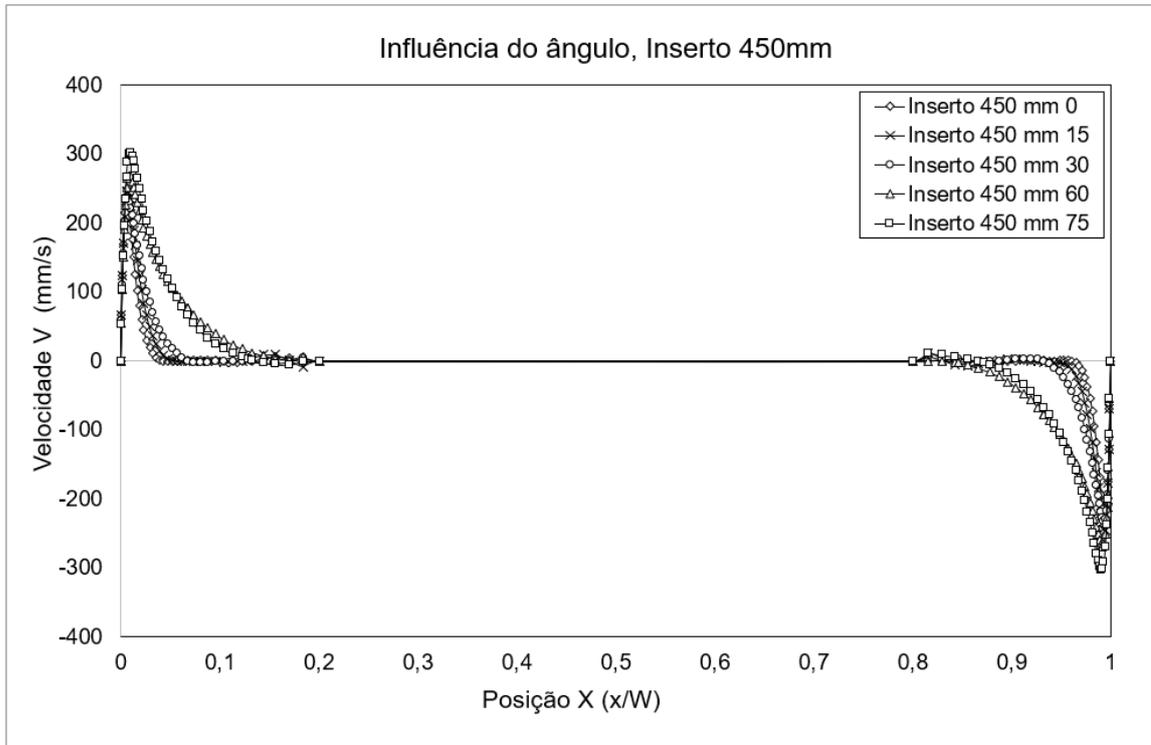
Fonte: Próprio autor

Figura 52 – Comparação entre campos de velocidade - Formação da região de recirculação.



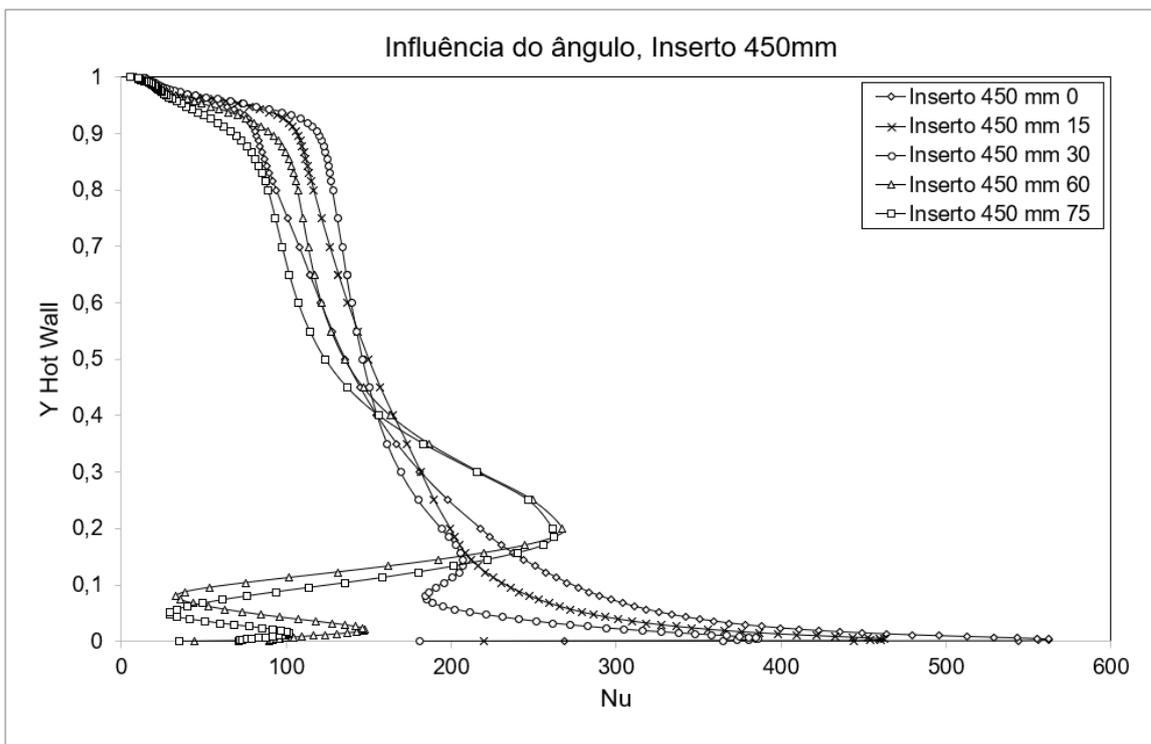
Fonte: Próprio autor

Figura 53 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades, inserto de 450mm - Condutivo.



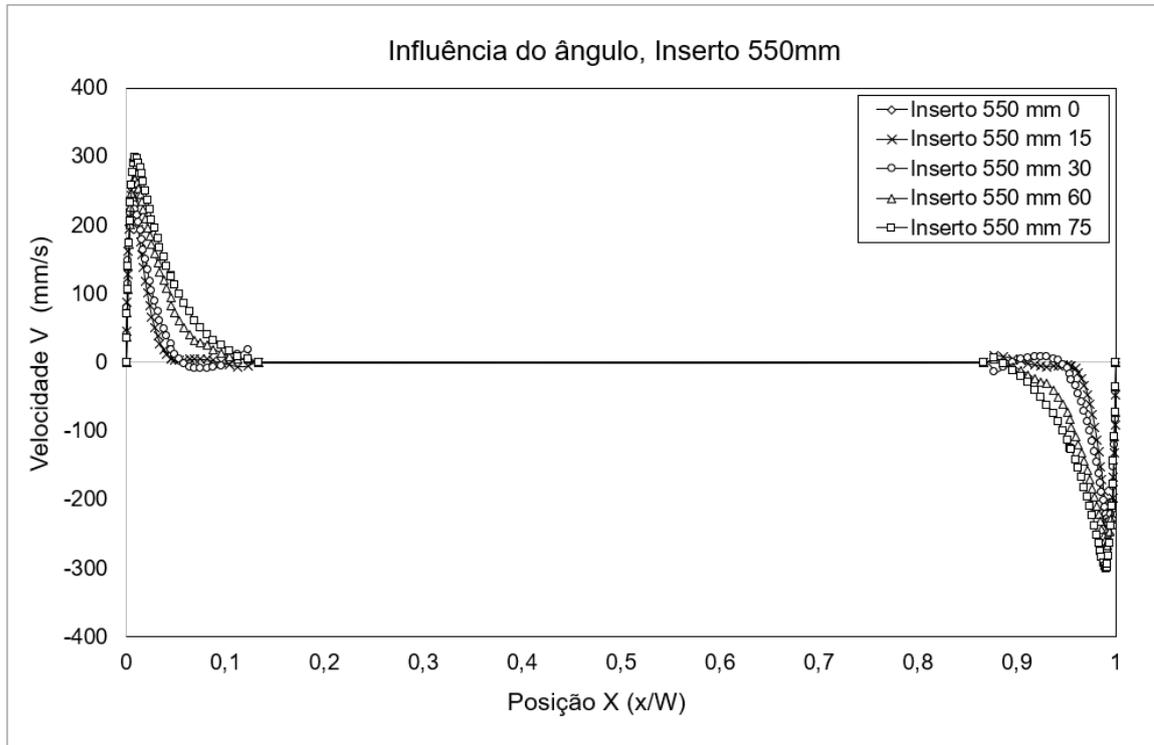
Fonte: Próprio autor

Figura 54 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 450mm - Condutivo.



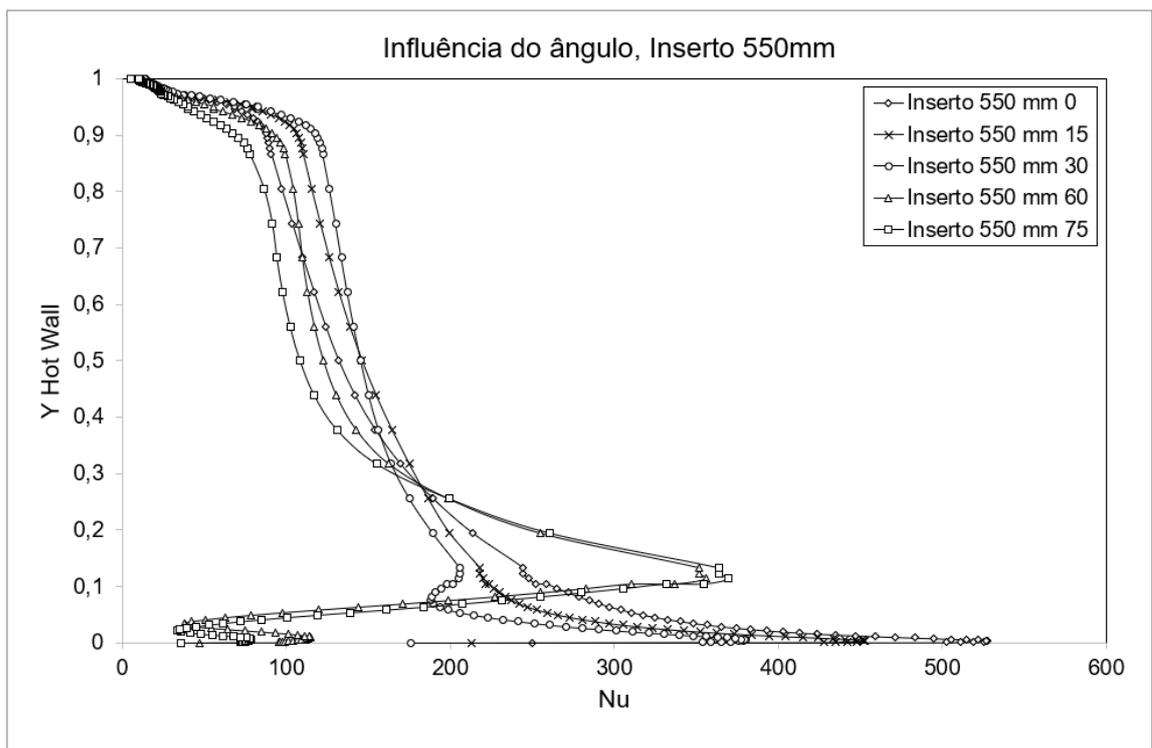
Fonte: Próprio autor

Figura 55 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades, inserto de 550mm - Condutivo.



Fonte: Próprio autor

Figura 56 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 550mm - Condutivo.



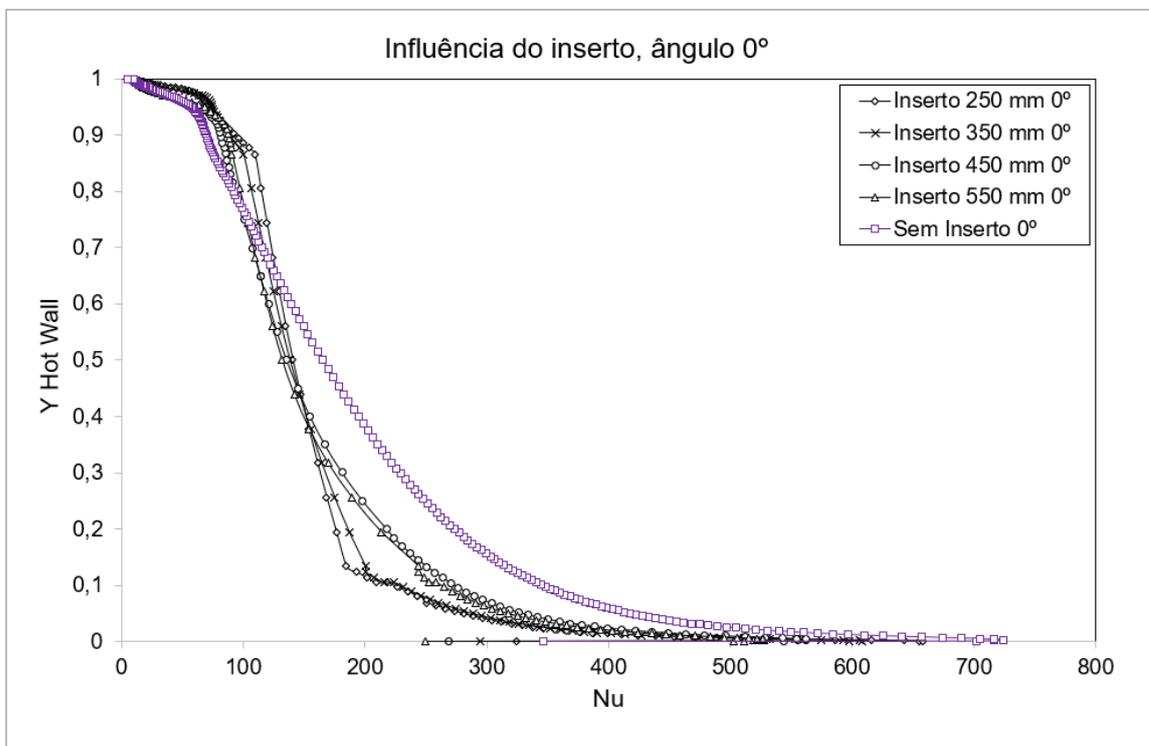
Fonte: Próprio autor

5.2 INFLUÊNCIA DAS DIMENSÕES DO INSERTO NO ESCOAMENTO - INSERTO CONDUTIVO

Até o presente momento foram estudadas as influências do ângulo de rotação da cavidade em relação aos perfis de velocidade vertical e suas respectivas curvas de Nu_L . Por sua vez, nesta sub-seção serão estudadas as influências do inserto em relação as curvas de Nusselt Local, que em seguida serão comparadas com uma cavidade livre de inserto com o mesmo ângulo de rotação. Posteriormente, serão tomados os valores de Nusselt médio para cada um dos casos estudados e comparados com os valores obtidos das cavidades livres de inserto. Estes resultados serão discutidos na Tabela 18.

A Figura 57 mostra os resultados obtidos para uma cavidade com rotação de 0° .

Figura 57 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de rotação 0° - Condutivo.

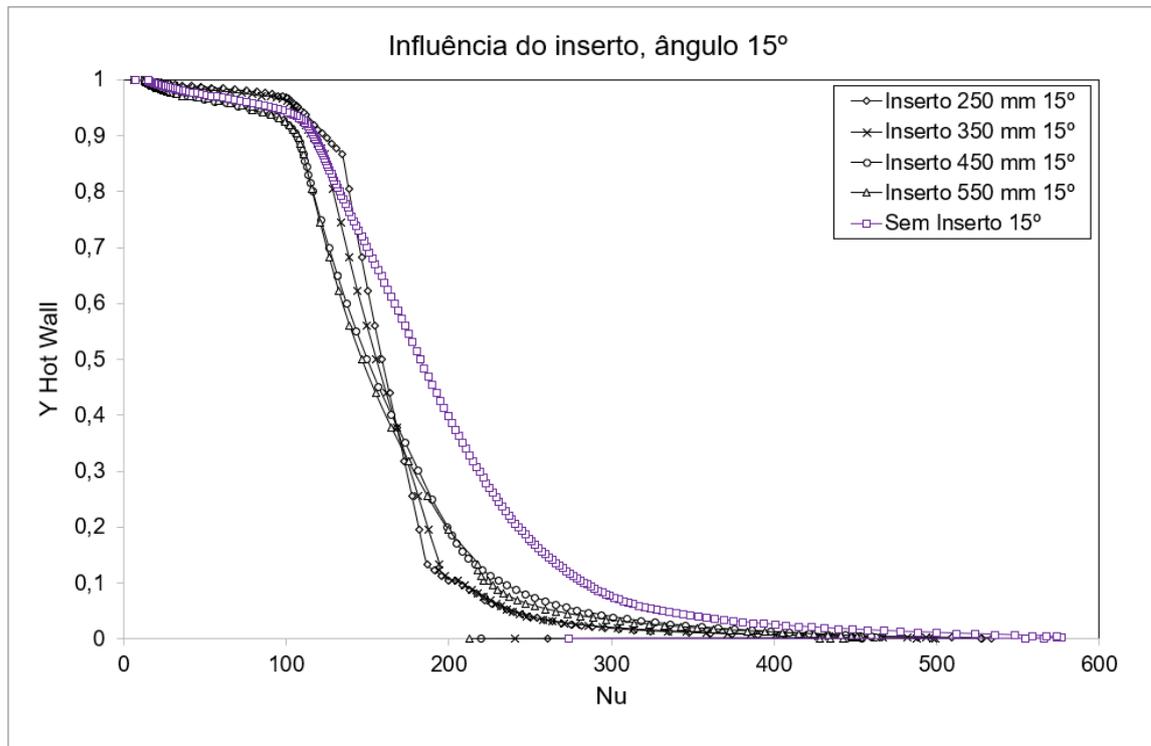


Fonte: Próprio autor

Nota-se que para o ângulo de rotação de 0° , a cavidade sem inserto obteve maiores valores de Nusselt local na maior parte da curva, as demais cavidades obtiveram valores menores em comparação a cavidade sem inserto, até os pontos de transição de $Y = 0,7$ até $Y = 0,8$, aproximadamente, dependendo do caso analisado, onde esta tendência é revertida. Nota-se também, que os valores iniciais de Nusselt local são gradativamente reduzidos de acordo com que as dimensões dos insertos ganham maiores proporções em cada caso, mas no geral o todas a curvas obtidas seguem o mesmo padrão de formação nesta rotação.

A Figura 58 mostra os resultados obtidos para todas as dimensões de inserto para o ângulo de rotação de 15° .

Figura 58 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de rotação 15° - Condutivo.



Fonte: Próprio autor

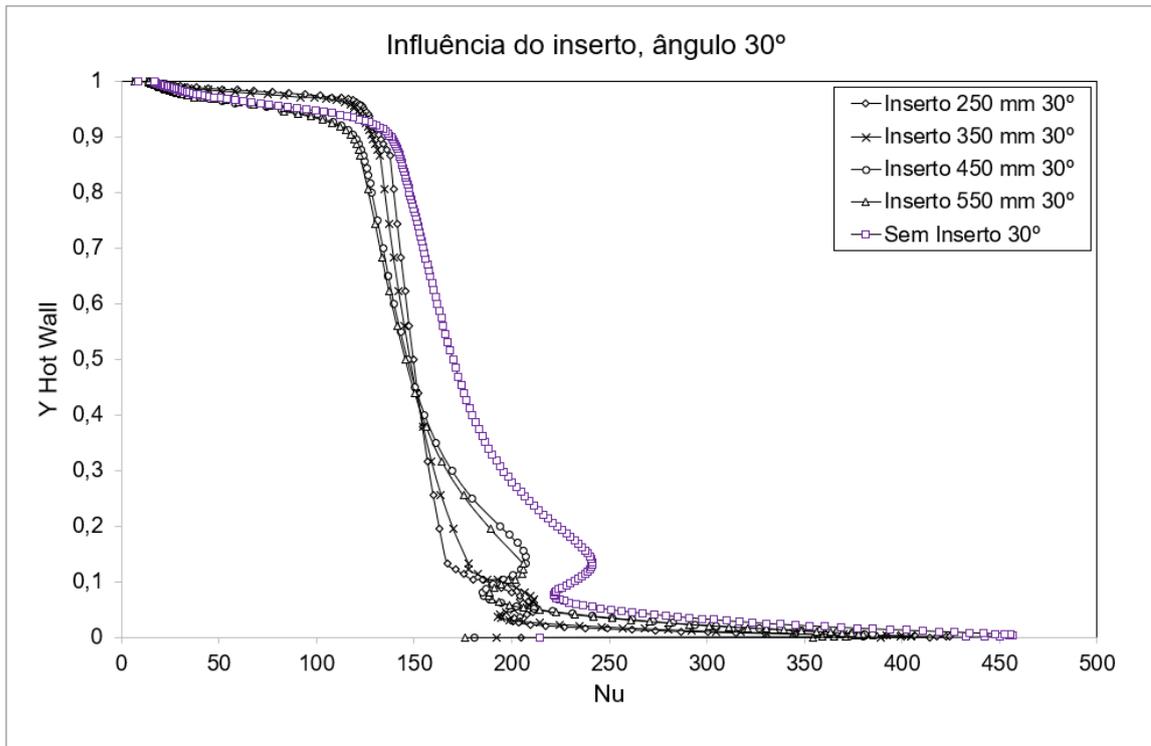
Os resultados obtidos para as rotações de 0° e 15° não apresentaram grandes mudanças nos perfis de Nusselt médio, no entanto, é importante observar que, para esta rotação, o resultado obtido para a cavidade sem inserto possui valores mais expressivos que os das cavidades com inserto ao longo de toda a curva, sendo apenas os casos dos insertos de 350mm e 450mm , que tornaram-se superiores aos resultados obtidos com a cavidade sem inserto, apenas quando a curva atinge valores superiores a $Y = 0,8$. Analisando os casos para a rotação de 30° , é possível perceber o início da tendência de formação da região de recirculação, a partir de $Y = 0,1$, aproximadamente, no caso da cavidade sem inserto. As demais cavidades esta tendência de formação ocorre um pouco mais no início da curva, mostrada no gráfico da Figura 59, tendo como início os valores $Y = 0,05$ e $Y = 0,1$, aproximadamente, dependendo do caso analisado.

A Figura 59 mostra os resultados obtidos para todas as dimensões de inserto para o ângulo de rotação de 30° .

A Figura 60 mostra os resultados obtidos para todas as dimensões de inserto para o ângulo de rotação de 60° .

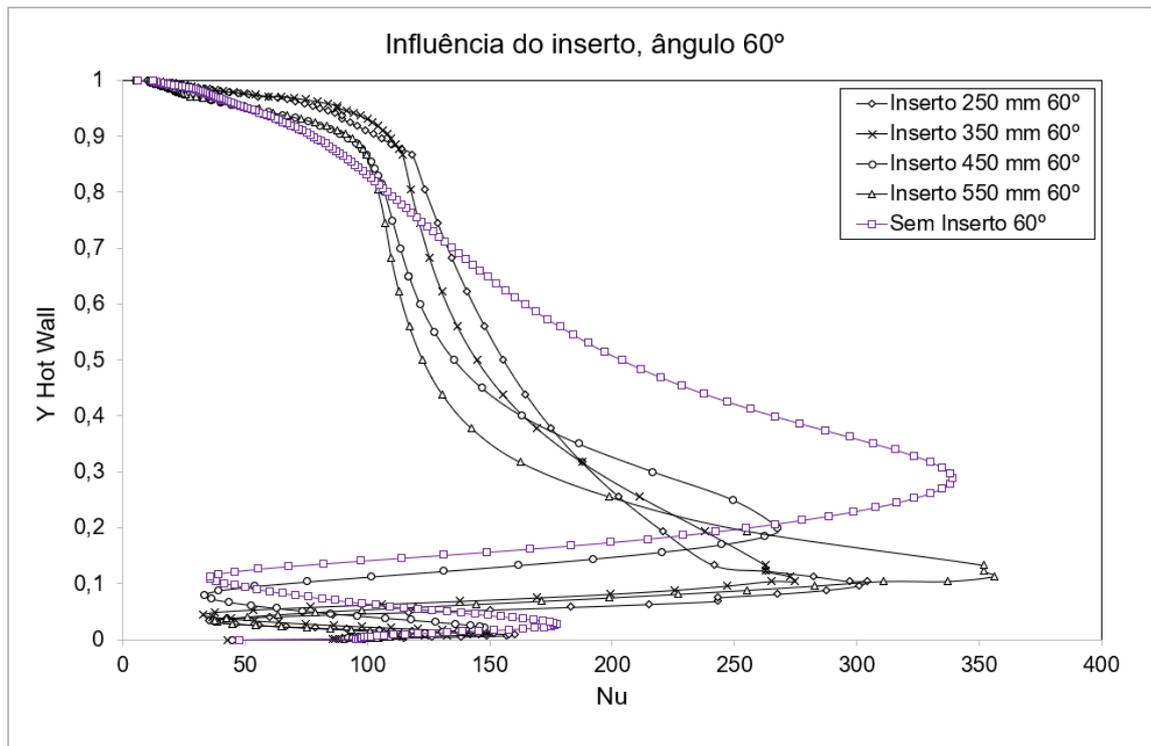
Na Figura 60 é possível perceber os efeitos da criação da nova região de recirculação, onde as curvas de Nusselt Local obtidas são afetadas para cada uma das dimensões, no entanto, nota-se que as cavidades com insertos com dimensões menores sofrem mais influência desta recirculação quando comparados com as amplitudes das curvas obtidas. Também é possível perceber que a influência do inserto instalado na cavidade, faz com que a máxima amplitude das curvas aconteçam em regiões prévias a $Y \leq 0,35$, onde ocorre a máxima amplitude da curva

Figura 59 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de rotação 30° - Condutivo.



Fonte: Próprio autor

Figura 60 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de rotação 60° - Condutivo.

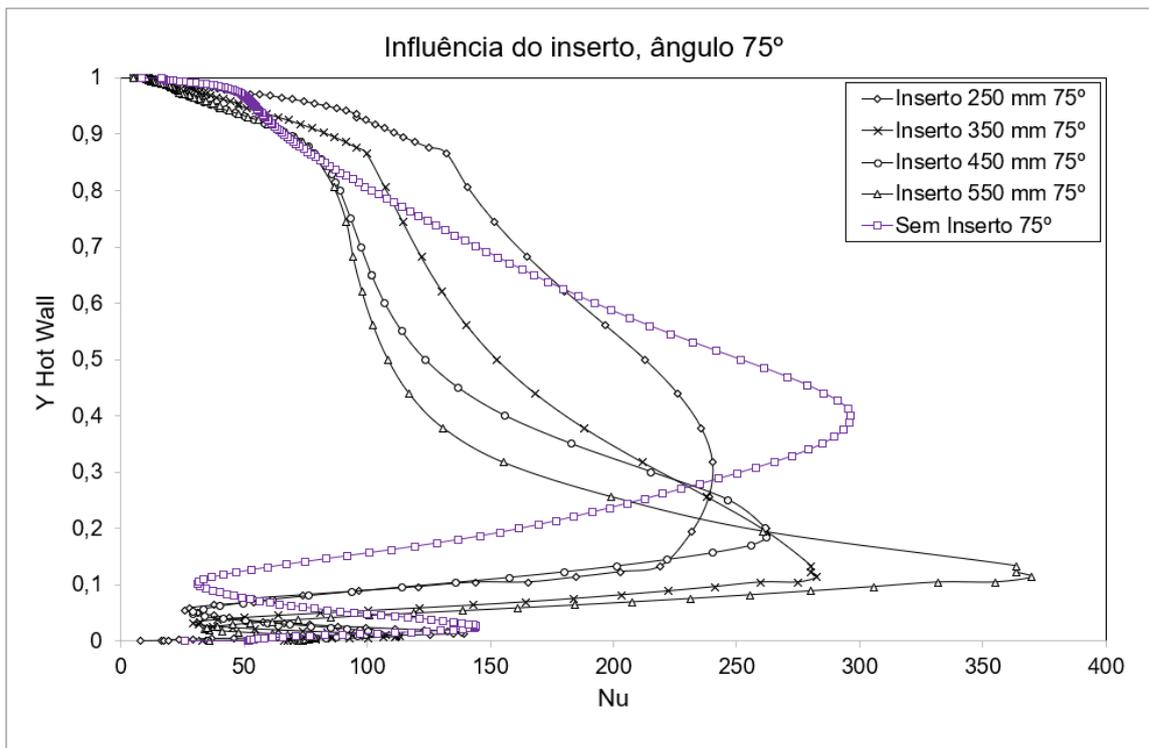


Fonte: Próprio autor

sem inserto. Nestes casos apresentados na Figura 60, o inserto que exerceu maior influência na máxima amplitude de Nusselt local foi a do inserto de 550mm. Assim, como em outros gráficos apresentados neste trabalho, a presença do inserto no interior da cavidade fez com que a intensidade de troca térmica fosse reduzida ao longo da maior parte da curva. Posteriormente, serão discutidos os resultados obtidos para Nusselt médio nesta seção, evidenciando em quais casos a presença do inserto aumentou a intensidade de troca térmica.

A Figura 61 mostra os resultados obtidos para todas as dimensões de inserto para o ângulo de rotação de 75°. Nota-se que os resultados obtidos no gráfico da Figura 61 sofrem a maior influência da região de recirculação, anteriormente discutida, fazendo com que os resultados de máxima amplitude para Nusselt Local nos insertos de 550mm, 350mm e 450mm, respectivamente, atinjam valores mais altos quando comparados com outras rotações, sendo que o único caso que supera a máxima amplitude do valor de Nusselt Local do caso *Sem Inserto*, ocorreu no caso de 550mm.

Figura 61 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de rotação 75° - Condutivo.

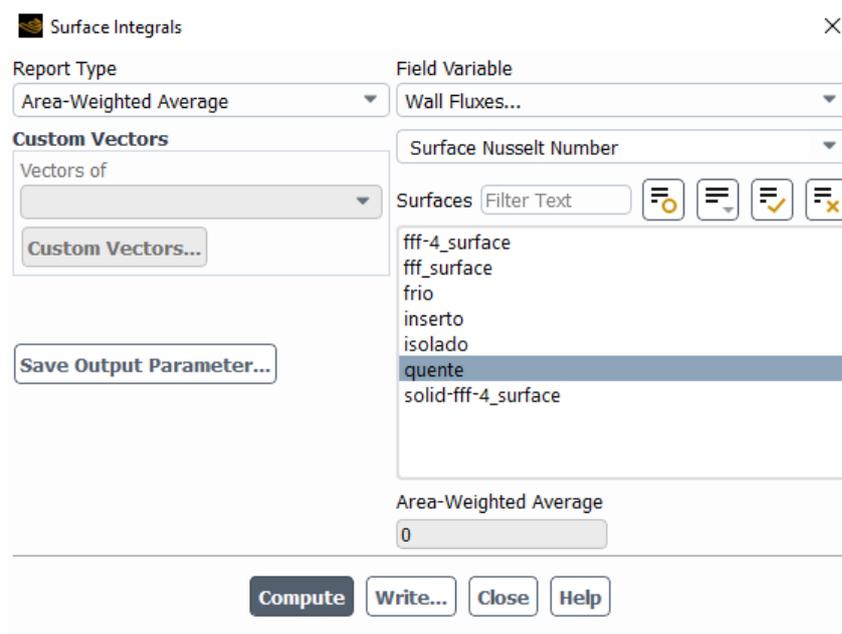


Fonte: Próprio autor

A Tabela 18, mostra os resultados obtidos de Nusselt médio para o caso condutivo. Os valores apresentados, foram extraídos do programa AnsysFluent® através de uma integral de superfície, conforme mostrado na Figura 62.

Nota-se, na Tabela 18, que todos os valores de Nusselt médio, para os casos em que há a presença do inserto no interior da cavidade, obtiveram valores inferiores, quando comparados com o caso da cavidade sem inserto. Sendo que as diferenças entre as intensidades de troca de

Figura 62 – Integral de superfície para Nusselt médio - AnsysFluent®



Fonte: Próprio autor

Tabela 18 – Consolidação de resultados de Nusselt médio - Inserto Condutivo

Nusselt Médio - Condutivo					
Ângulo	0°	15°	30°	60°	75°
Sem inserto	191,27	193,30	179,60	169,37	158,98
250mm	166,59	169,68	158,32	146,24	130,01
350mm	163,24	165,48	156,50	140,16	137,40
450mm	159,25	161,05	154,63	136,54	128,39
550mm	155,83	158,01	152,91	140,74	132,81
Variação	18,5%	18,3%	14,9%	19,4%	19,2%

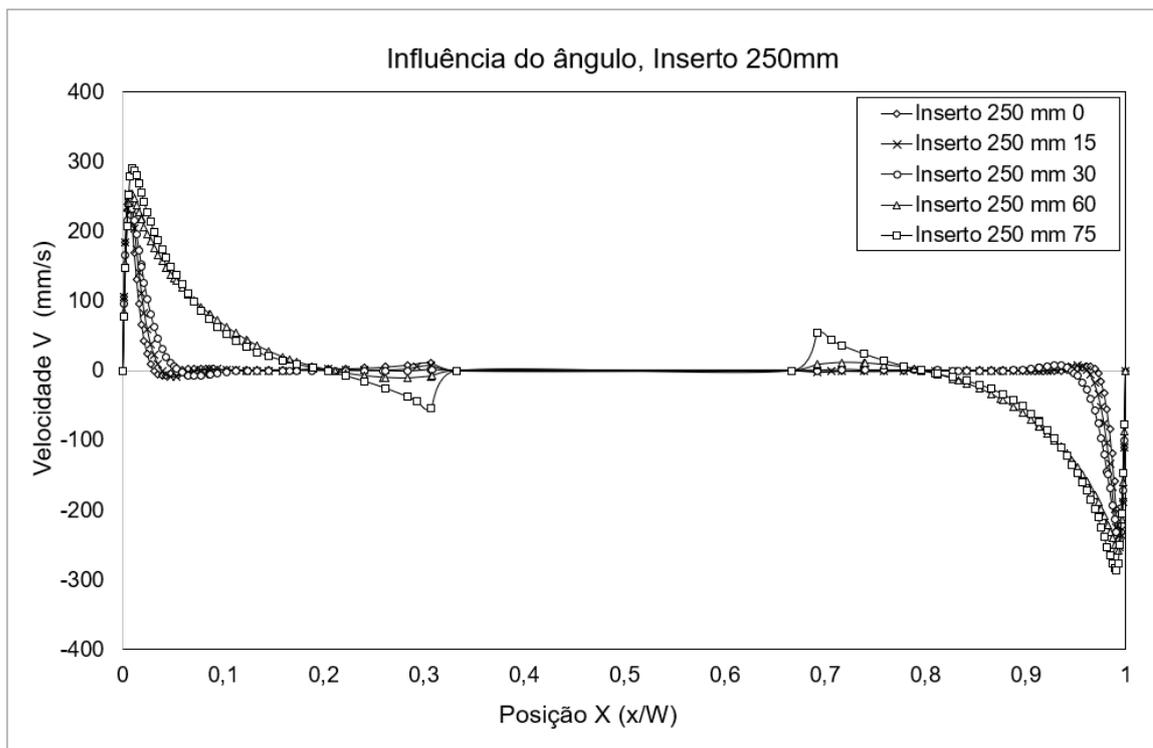
Fonte: Próprio Autor.

calor ficaram entre 11,0% a 19,0%, onde a maior variação aconteceu para os casos de inclinação de 60°.

5.3 INFLUÊNCIA DO ÂNGULO DE INCLINAÇÃO NO ESCOAMENTO - INSERTO ADIABÁTICO

Nesta seção serão discutidos os resultados obtidos nos estudos da cavidade envolvendo o inserto Adiabático. Os resultados obtidos para este inserto são muito similares aos anteriores, no entanto, nesta seção serão evidenciadas as diferenças e similaridades entre estes dois insertos. A Figura 63 mostra a influência do ângulo de rotação sobre os perfis de velocidade para o inserto com dimensões de 250mm . Nota-se no gráfico da Figura 63, houve a mesma inversão do módulo da velocidade encontrado no caso do inserto condutivo de 250mm , para a rotação de 75° . De modo geral, os resultados obtidos para o inserto adiabático 250mm são muito similares aos resultados obtidos de seu respectivo par condutivo. A Figura 64, mostra a região de recirculação formada próximo ao inserto instalado na cavidade, para o caso adiabático.

Figura 63 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades, inserto de 250mm - Adiabático.

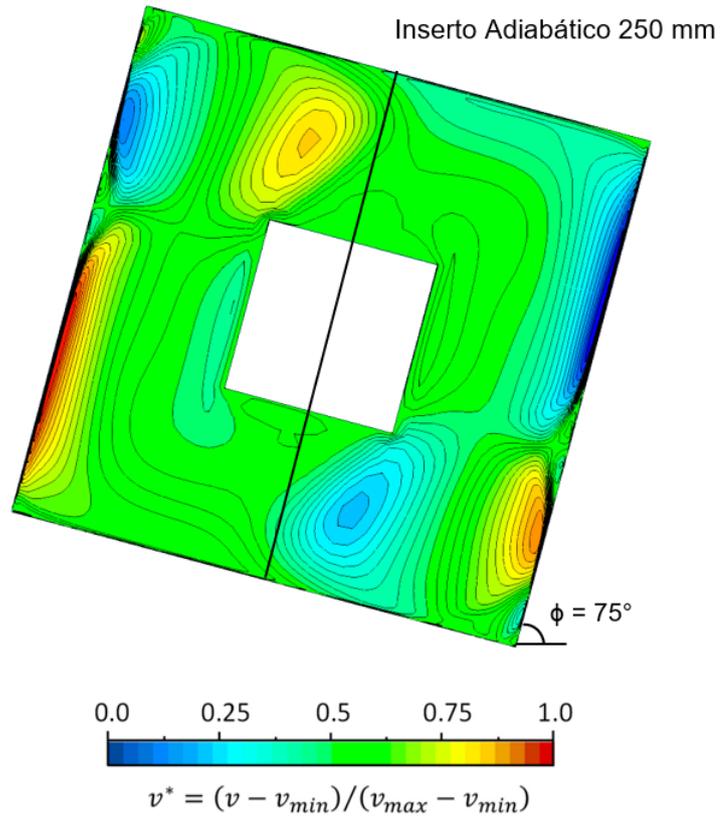


Fonte: Próprio autor

A Figura 65 mostra os resultados obtidos para o inserto adiabático de 250mm em relação a Nusselt Local. Os resultados obtidos neste caso não possuem diferenciação expressiva quando comparado com o seu caso conjugado adiabático.

A Figura 66 mostra a influência do ângulo de rotação sobre os perfis de velocidade para o inserto com dimensões de 350mm . Na Figura 66, é possível perceber a existência de uma inversão no sentido da velocidade vertical para o estudo do inserto de 350mm , o que indica que para este caso provavelmente existirá uma região de recirculação formada próxima ao inserto. A

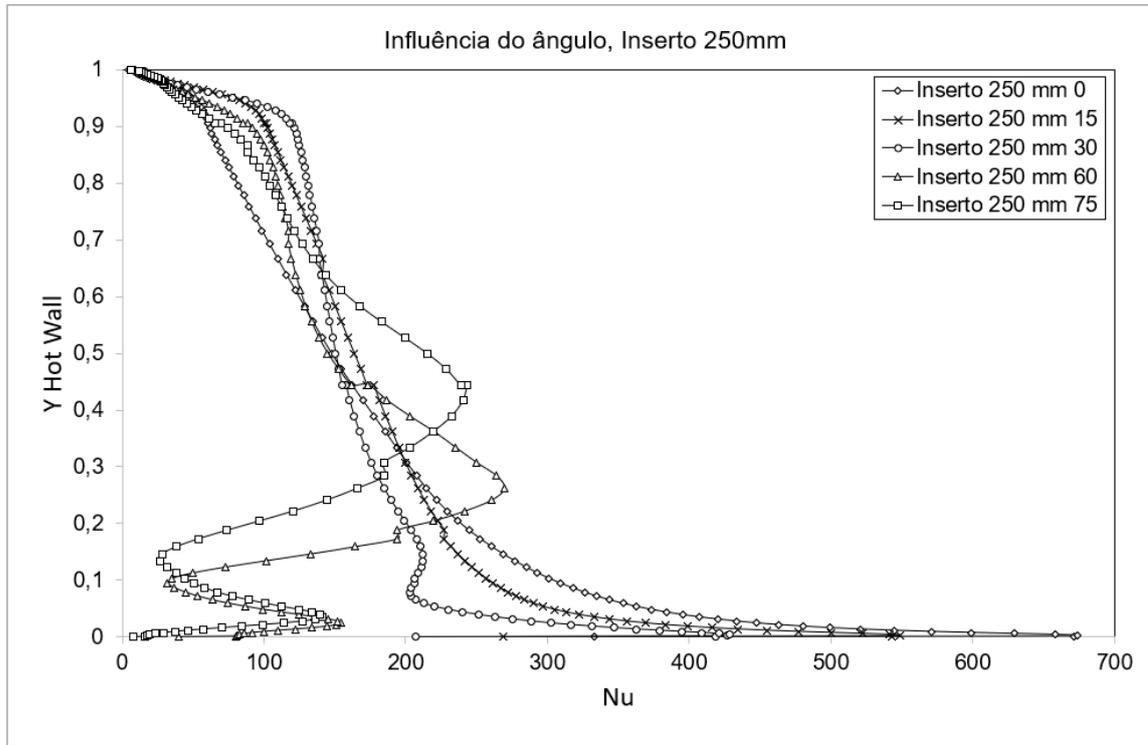
Figura 64 – Campo de velocidades para o inserto de 250mm, inclinação 75° - Adiabático.



Fonte: Próprio autor

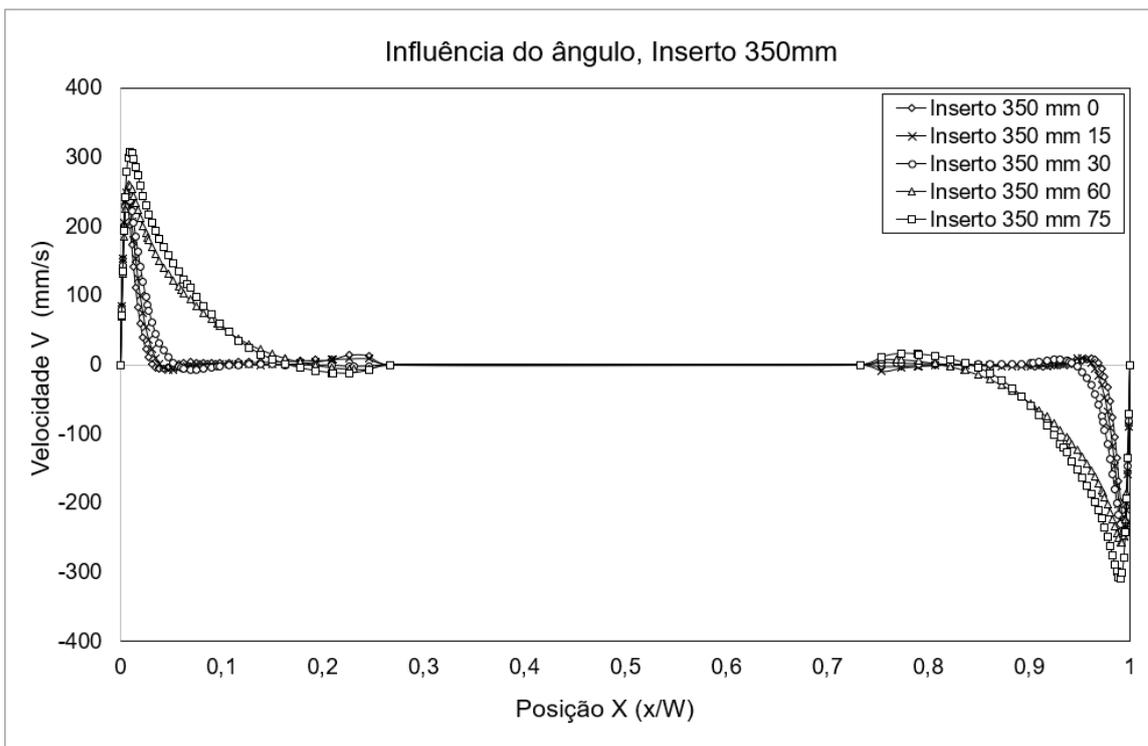
Figura 67 mostra a formação desta região.

Figura 65 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 250mm - Adiabático.



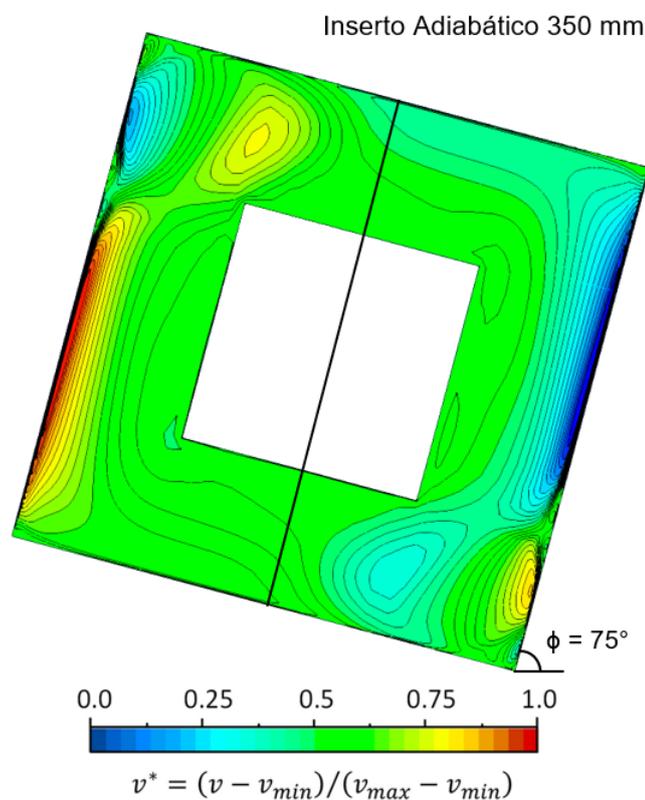
Fonte: Próprio autor

Figura 66 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades, inserto de 350mm - Adiabático.



Fonte: Próprio autor

Figura 67 – Campo de velocidades para o inserto de 350mm, inclinação 75° - Adiabático.



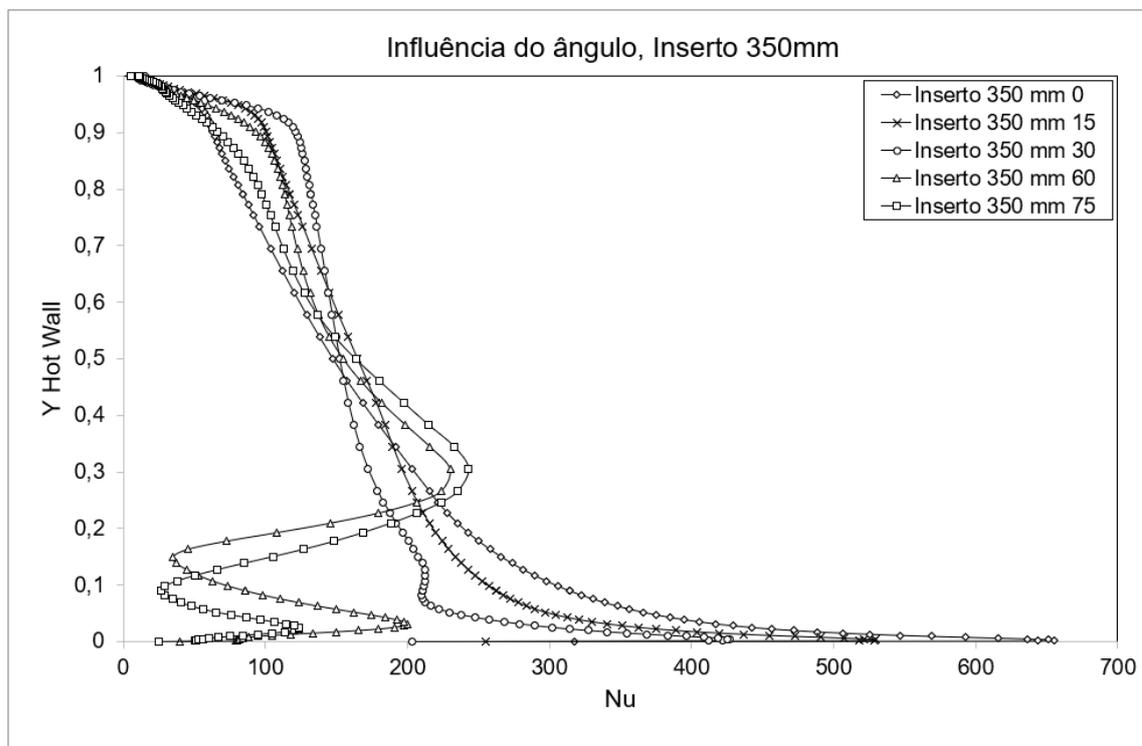
Fonte: Próprio autor

A Figura 68 mostra os resultados obtidos para o inserto adiabático de 350mm em relação a Nusselt Local.

Nota-se que embora haja a formação de uma zona de recirculação mostrada na Figura 67, esta formação não influenciou na curva de Nusselt Local para o caso de 350mm.

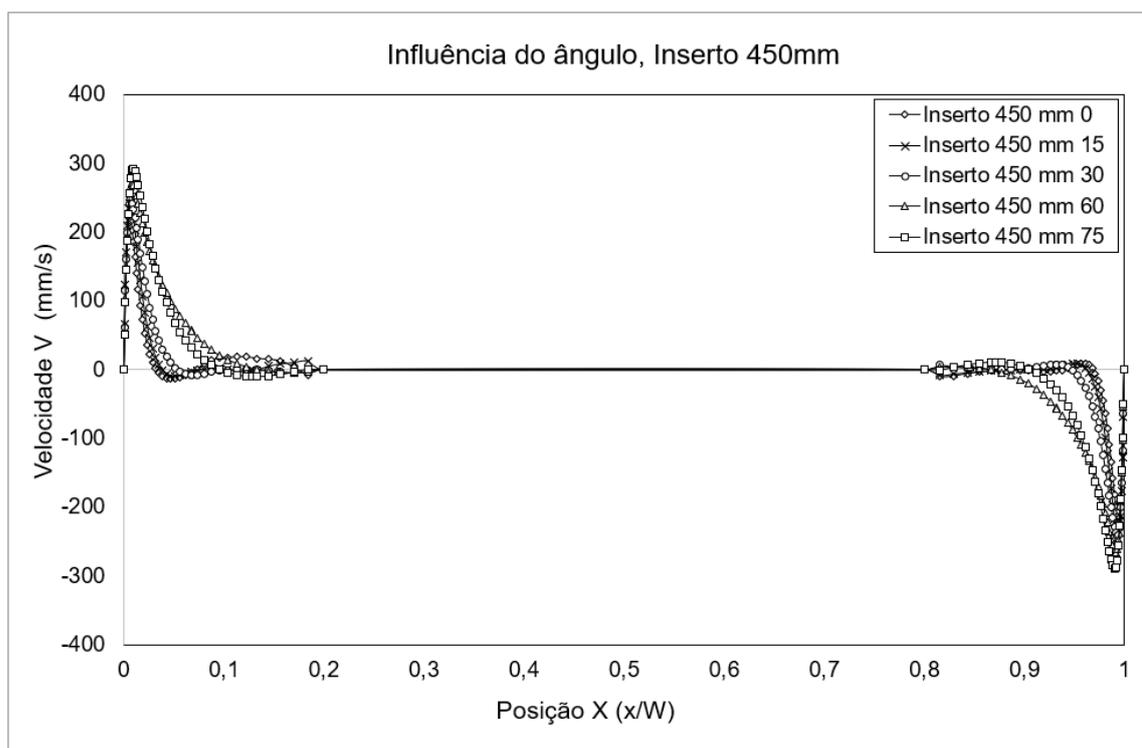
Os demais resultados obtidos para os tamanhos de inserto de 450mm e 550mm, são muito similares aos resultados obtidos para os casos do inserto condutivo. Os gráficos mostrados nas Figuras 69 - 72, exibem os resultados obtidos para os insertos de 450mm e 550mm.

Figura 68 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 350mm - Adiabático.



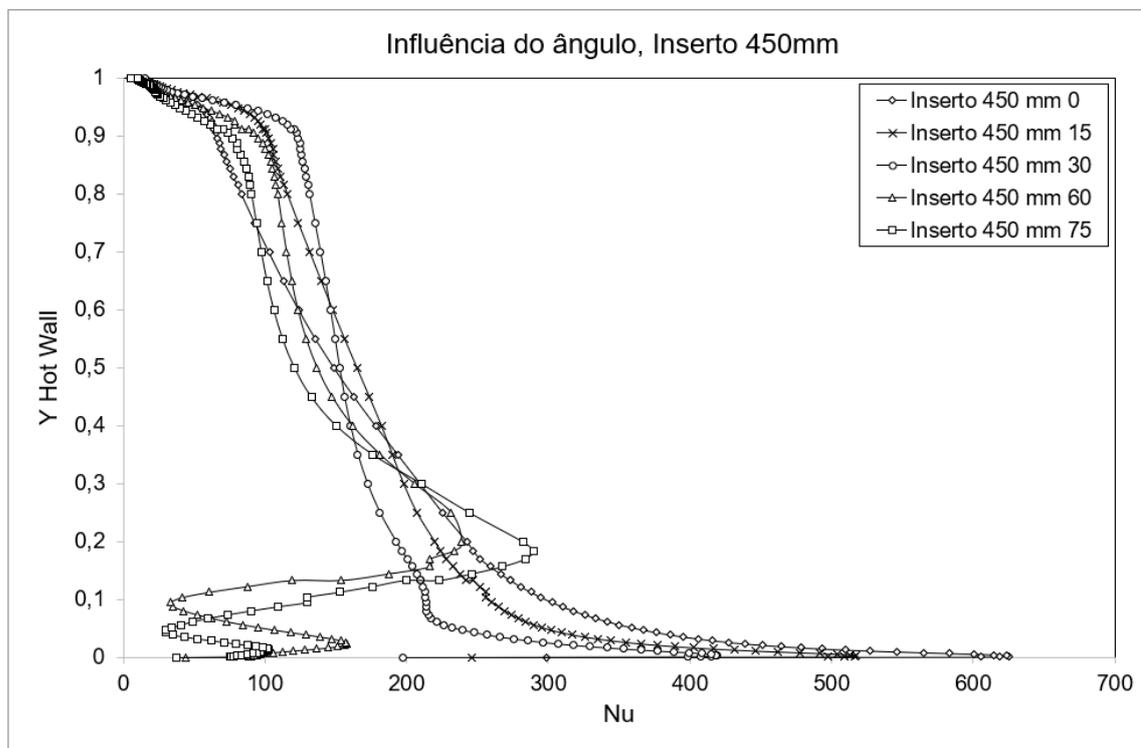
Fonte: Próprio autor

Figura 69 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades, inserto de 450mm - Adiabático.



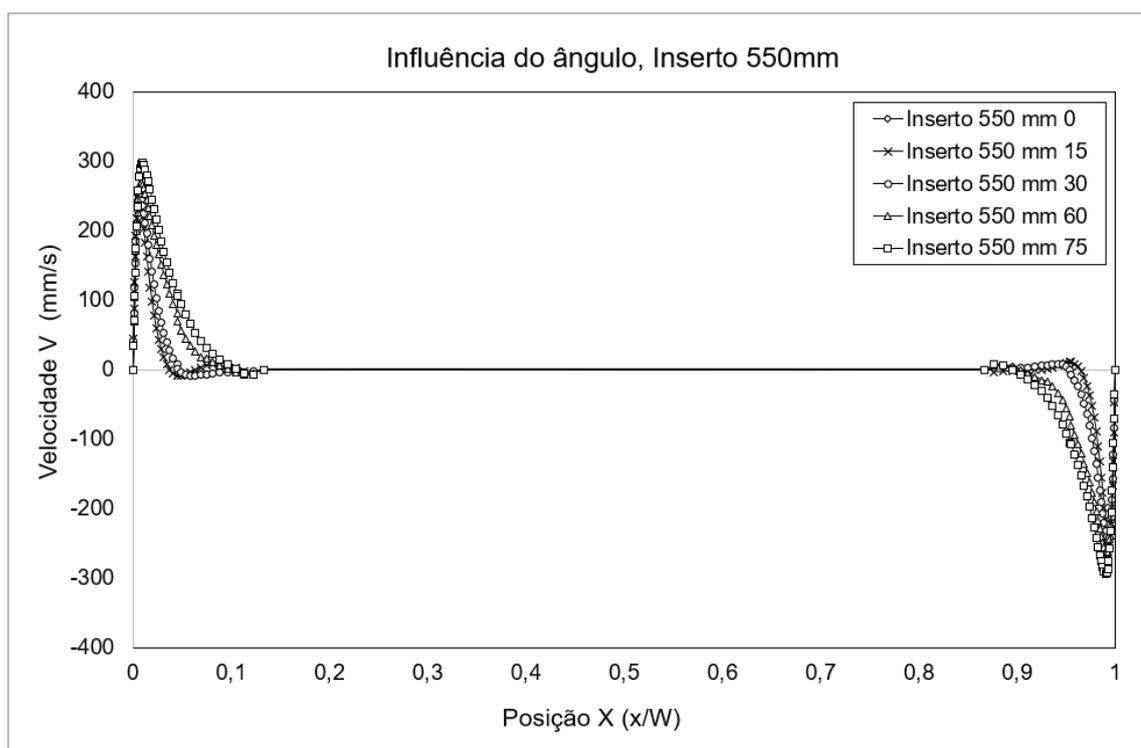
Fonte: Próprio autor

Figura 70 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 450mm - Adiabático.



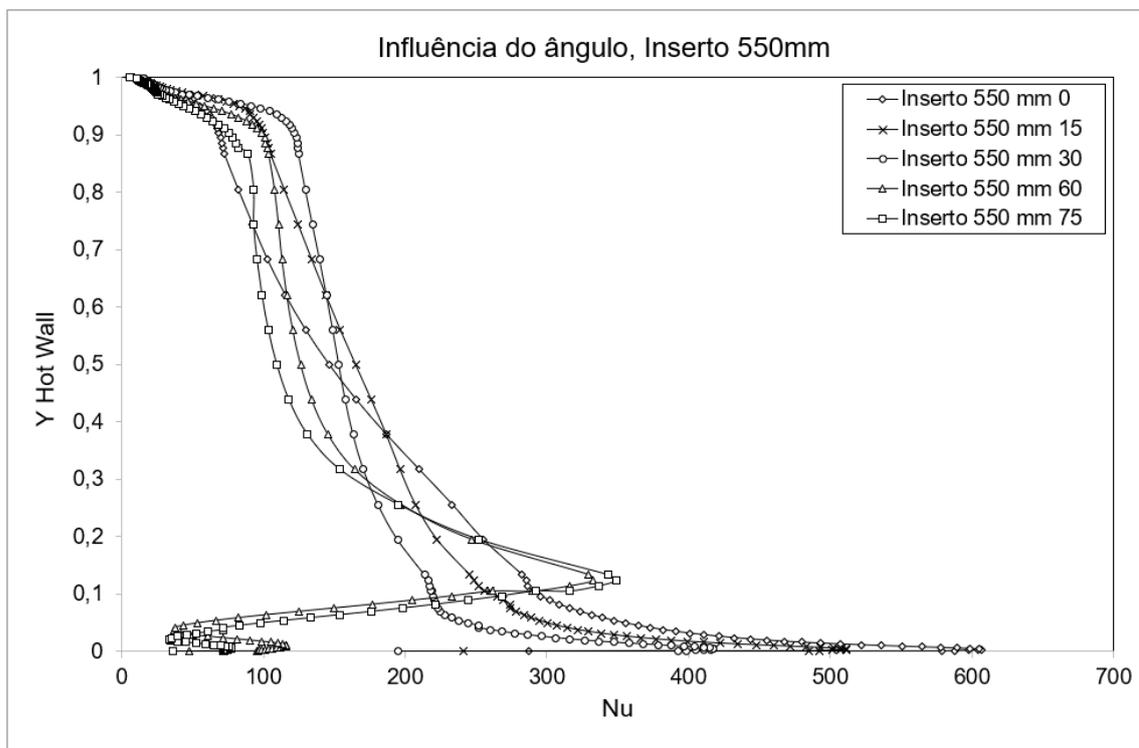
Fonte: Próprio autor

Figura 71 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades, inserto de 550mm - Adiabático.



Fonte: Próprio autor

Figura 72 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 550mm - Adiabático.



Fonte: Próprio autor

5.4 INFLUÊNCIA DAS DIMENSÕES DO INSERTO NO ESCOAMENTO - INSERTO ADIABÁTICO.

Nesta seção serão discutidos os resultados das dimensões do inserto adiabático no escoamento. A Figura 73 mostra os resultados obtidos para todas as dimensões de inserto para o ângulo de rotação de 0° .

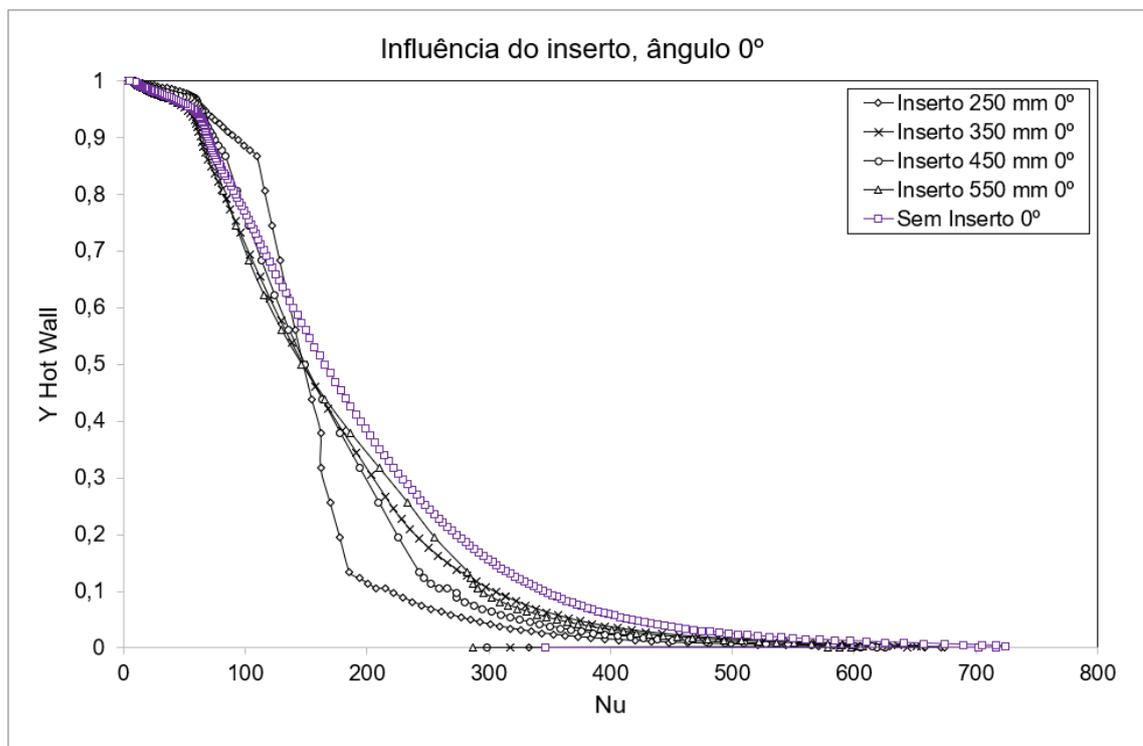
Os resultados obtidos na Figura 73 mostraram que a existência do inserto dentro da cavidade prejudicou a troca de calor em todos os casos analisados. As curvas obtidas para Nusselt local, no geral, foram mais próximas as do caso sem inserto, quando comparadas com o caso condutivo, mas, não o suficiente para obterem um melhor desempenho. Para o inserto condutivo, todos os casos superavam a curva do caso da cavidade sem inserto entre $Y = 0,7$ e $Y = 0,8$, mas para os casos adiabáticos, apenas o inserto de 250mm ultrapassou os limites da curva neste mesmo intervalo.

A Figura 74 mostra os resultados obtidos para todas as dimensões de inserto para o ângulo de rotação de 15° .

Os resultados obtidos para o ângulo de rotação de 15° , foram similares aos resultados obtidos para o ângulo de inclinação de 0° discutido anteriormente.

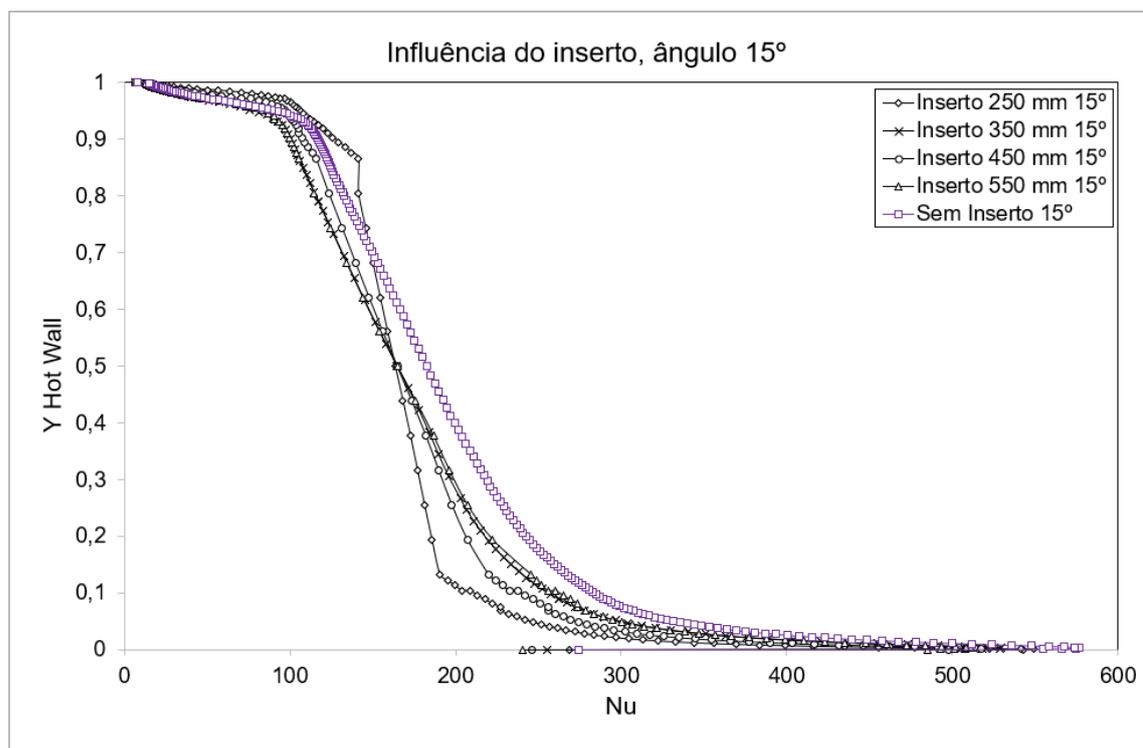
A Figura 75 mostra os resultados obtidos para todas as dimensões de inserto para o ângulo de rotação de 30° .

Figura 73 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 0° - Adiabático.



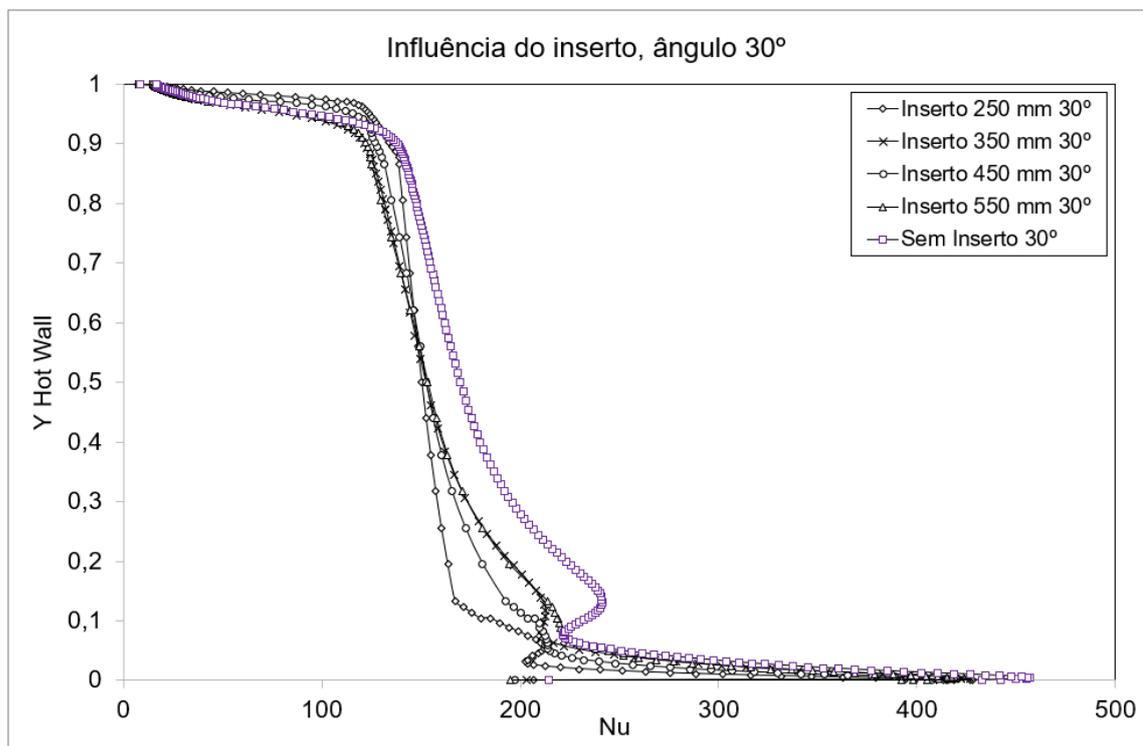
Fonte: Próprio autor

Figura 74 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 15° - Adiabático.



Fonte: Próprio autor

Figura 75 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 30° - Adiabático.

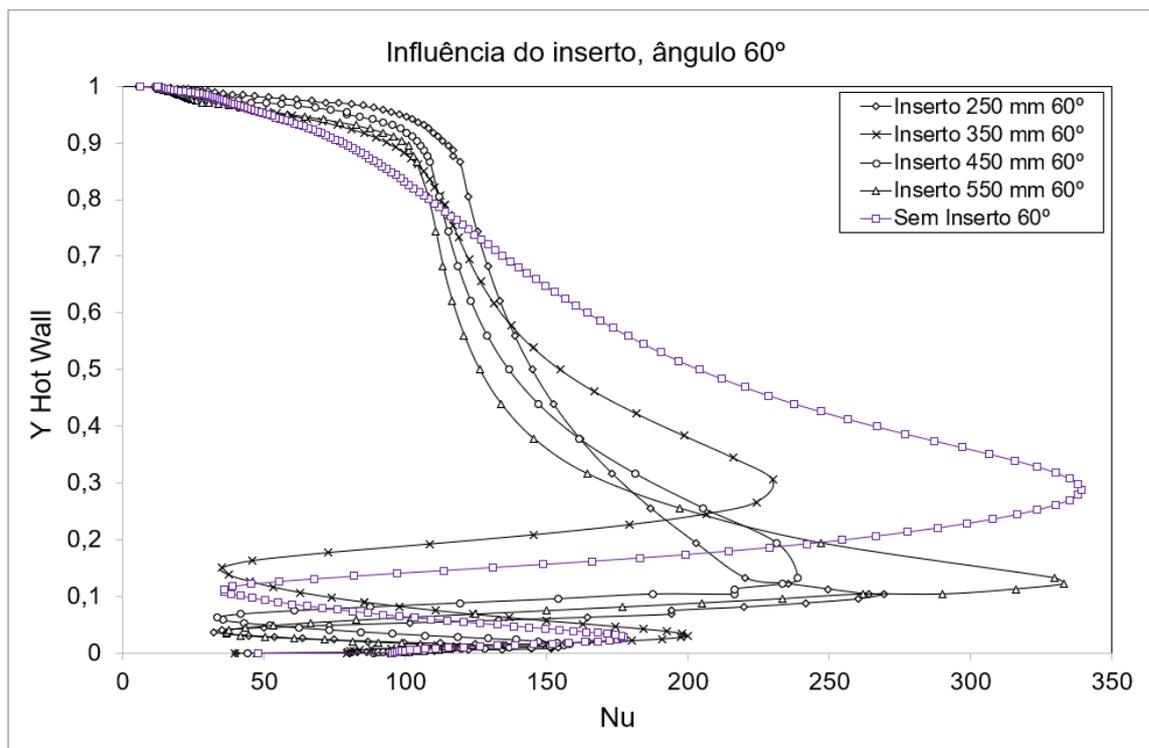


Fonte: Próprio autor

Para o ângulo de 30° , é possível perceber a influência do início da formação da recirculação discutida anteriormente, onde a formação obtida para o inserto condutivo é similar com a que é mostrada na Figura 75.

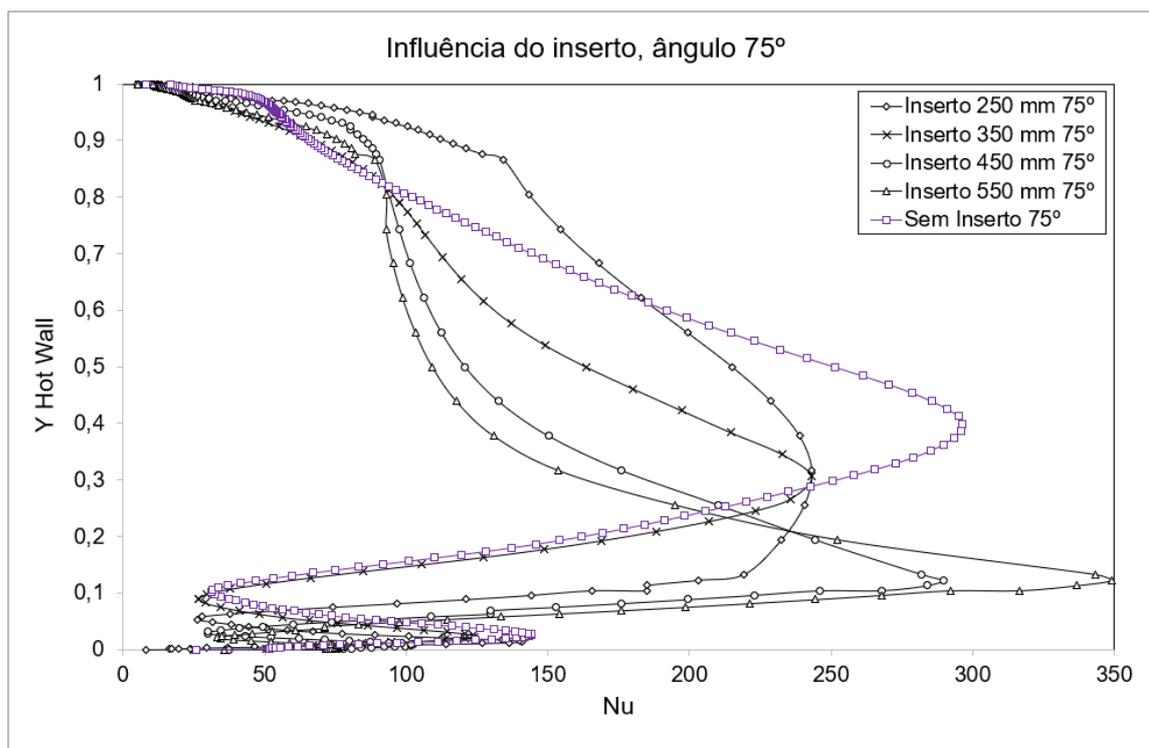
As Figuras 76 e 77 mostram os resultados obtidos, para os ângulos de rotação de 60° e 75° . Onde os resultados obtidos não foram diferentes dos que já fora comentados em seus respectivos pares conjugados nos casos adiabáticos.

Figura 76 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 60° - Adiabático.



Fonte: Próprio autor

Figura 77 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 75° - Adiabático.



Fonte: Próprio autor

A Tabela 19 mostra os resultados obtidos para o Nusselt médio para os casos do inserto Adiabático.

Tabela 19 – Consolidação de resultados de Nusselt médio - Inserto Adiabático

Nusselt Médio - Adiabático					
Ângulo	0°	15°	30°	60°	75°
Sem inserto	191,27	193,30	179,60	169,37	158,98
250mm	169,54	173,22	158,95	137,41	131,31
350mm	168,89	172,13	159,23	135,62	128,81
450mm	170,19	173,06	160,41	132,59	129,89
550mm	170,56	173,40	160,92	140,42	131,41
Varição	11,7%	11,0%	11,5%	21,7%	19,0%

Fonte: Próprio Autor.

Nota-se na Tabela 19, que todos os valores de Nusselt médio, para os casos em que há a presença do inserto no interior da cavidade, obtiveram valores inferiores quando comparados com o caso da cavidade sem inserto, assim como ocorrido no caso condutivo. Sendo que as diferenças entre as intensidades de troca de calor ficaram entre 11,0% a 21,7%, sendo que a maior variação, novamente, ocorreu para os casos de inclinação de 60°.

Após a avaliação das Tabelas 18 e 19, é possível concluir que a adição do inserto na cavidade não é benéfica para a troca de calor global. A medida que os insertos tomam proporções maiores dentro das cavidades, é possível perceber uma melhora da troca de calor devido a restrição do fluxo em seu interior, mas, esta melhoria não é suficiente para superar a troca de calor para o caso sem inserto em nenhum dos casos apresentados nas Tabelas.

Nos Apêndices deste estudo é apresentado Tabelas para Nusselt local para diferentes ordens do número de Rayleigh, sendo que para alguns casos isolados os valores de Nusselt médio foram, ligeiramente, superiores ao dos casos sem inserto.

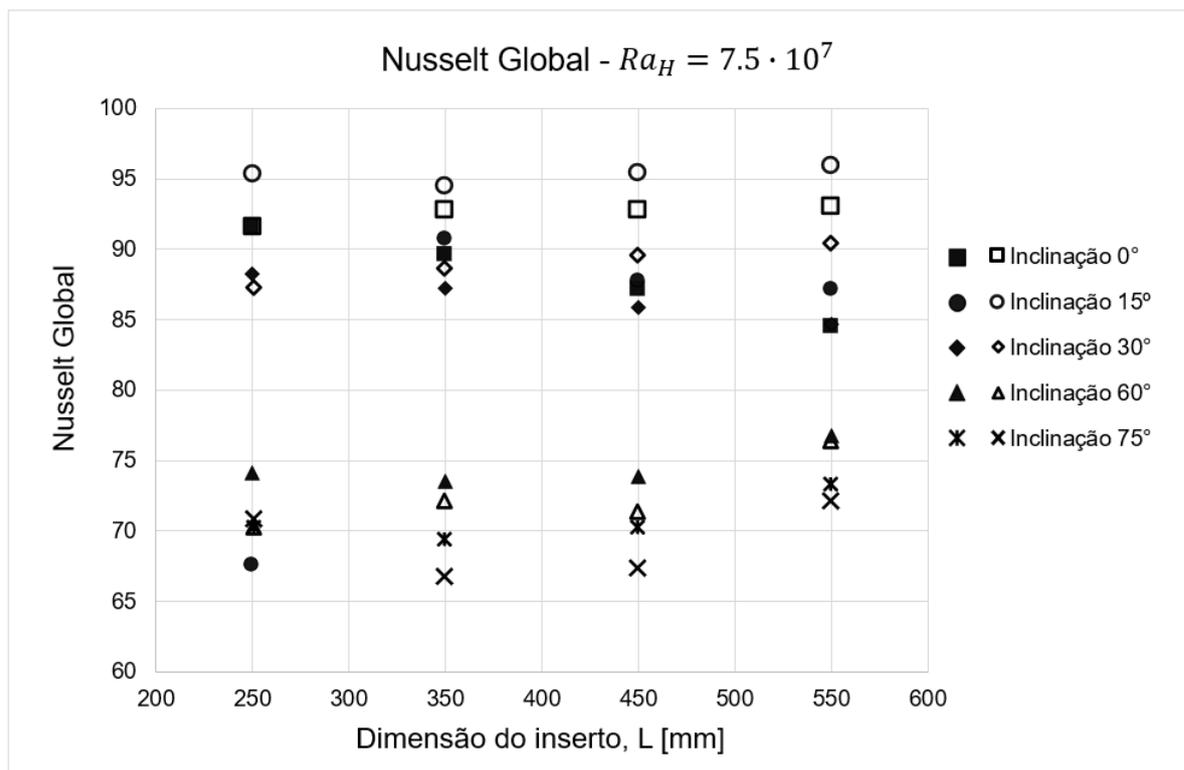
5.5 ANÁLISES DE NUSSOLT GLOBAL PARA OS INSERTOS CONDUTIVO DE ADIABÁTICO.

A Figura 78 mostra o comportamento do número de Nusselt global, em relação a inclinação da cavidade, em função do tamanho do inserto. A influência da inserção é claramente prejudicial ao número de Nusselt. Os casos com exceções são que contém os ângulos de inclinação mais severos com as dimensões de inserto mais restritivas de 450mm e 550mm de comprimento. Este fenômeno provavelmente se deve à restrição no fluxo evitando a formação da recirculação secundária discutida anteriormente. Outro aspecto claro desses resultados é a degeneração da transferência de calor que ocorre à medida que o ângulo de inclinação aumenta. Como era de se esperar, o número de Rayleigh é o parâmetro mais influente, pois regula a

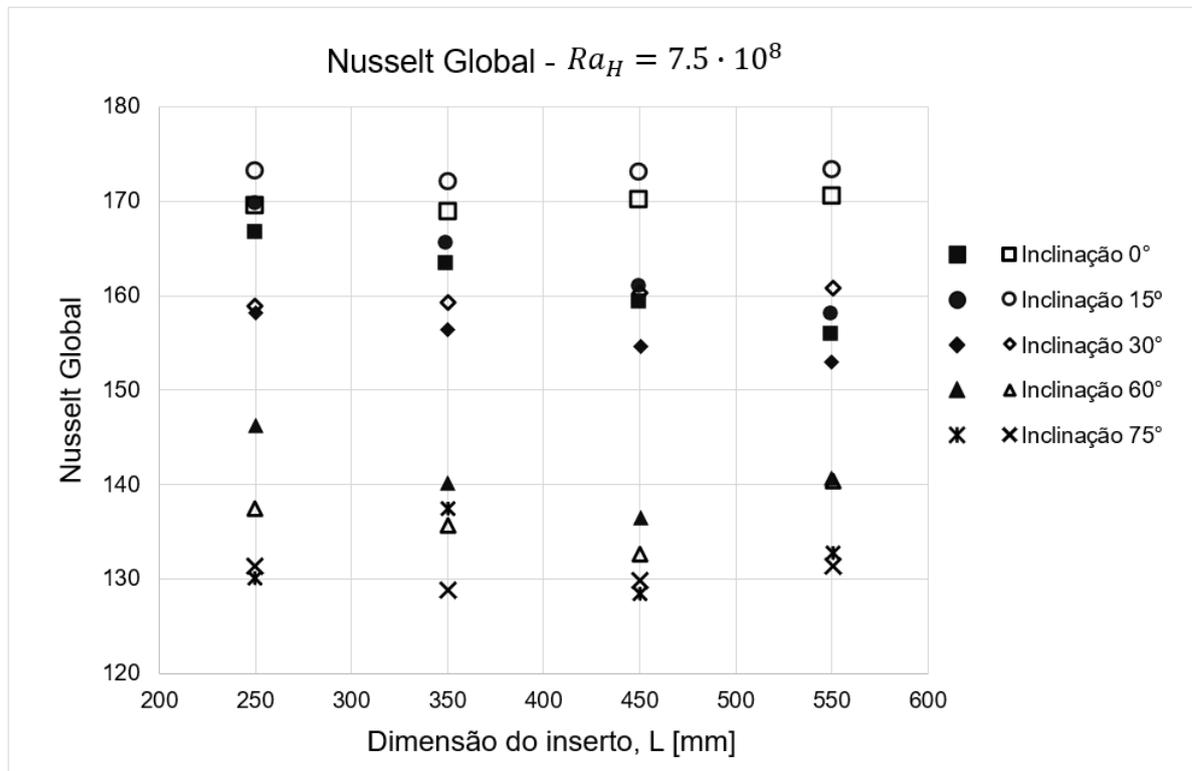
velocidade máxima e o gradiente de velocidade dentro da cavidade. O número de Nusselt global máximo ocorre sempre em inclinações abaixo de $\phi = 30^\circ$ repetindo a tendência de fluxo laminar apresentada por Silva, Zdanski e Jr (2022).

Figura 78 – Nusselt Global em função do ângulo de inclinação e tamanho do inserto (a) $Ra_H = 7.5 \cdot 10^7$; (b) $Ra_H = 7.5 \cdot 10^8$; e, (c) $Ra_H = 7.5 \cdot 10^9$. Marcadores da primeira coluna representam o inserto condutivo (Marcadores preenchidos).

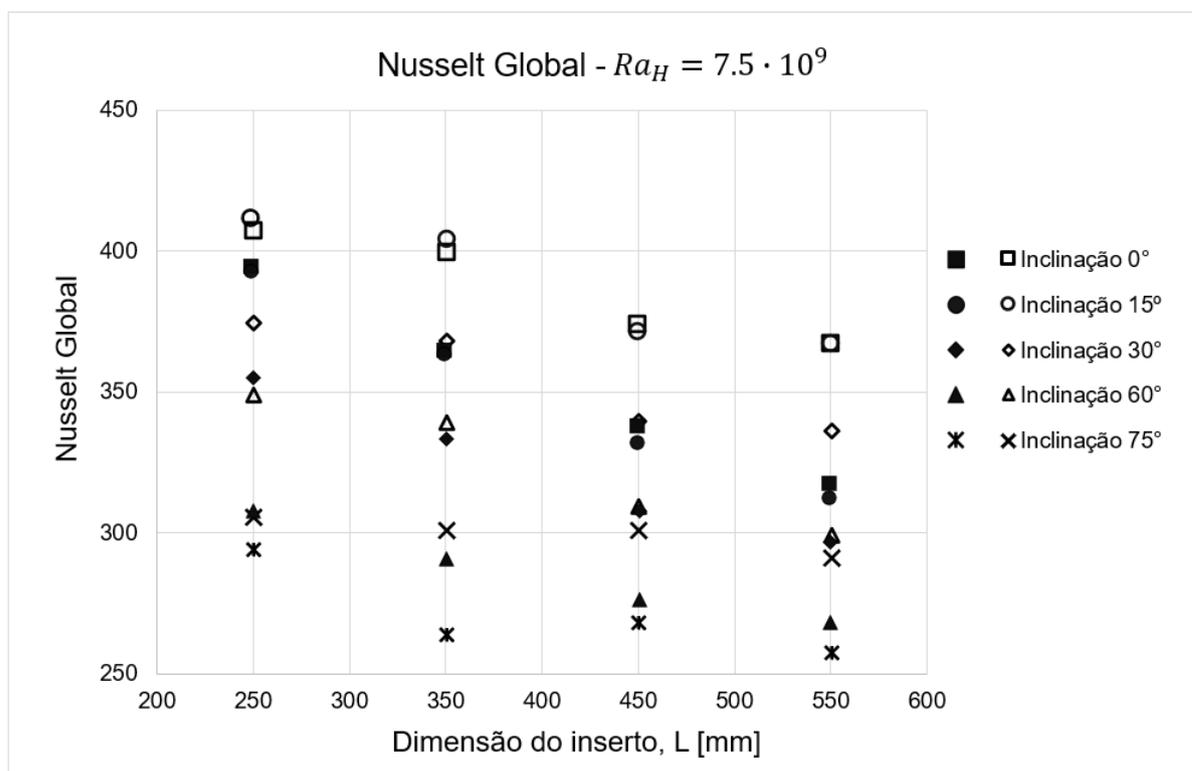
(a)



(b)

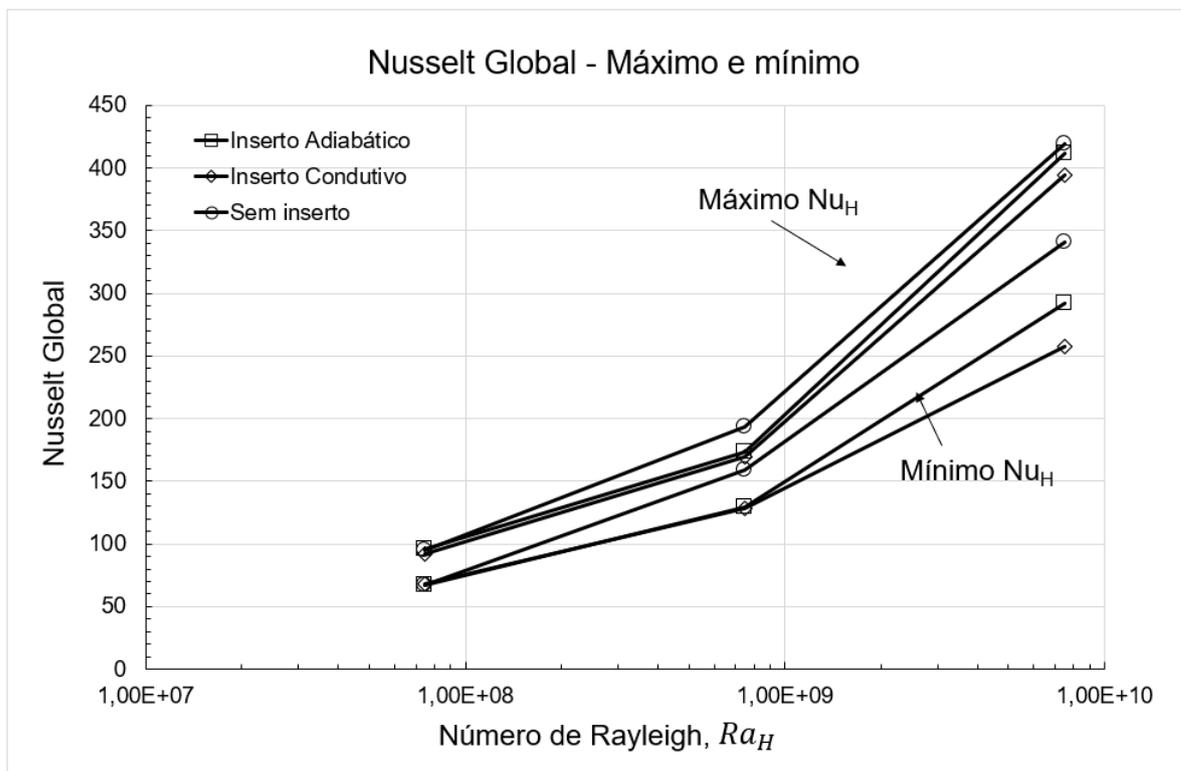


(c)



A Figura 79 mostra os números de Nusselt globais máximos e mínimos em função do número de Rayleigh, para cada cenário de estudo de caso. O objetivo deste gráfico é mostrar que, assim, como no caso laminar apresentado por Silva, Zdanski e Jr (2022), o número de Nusselt tem um limite superior e um limite inferior.

Figura 79 – Nusselt global máximo e mínimo em função do número de Rayleigh.



Esses limites para o número de Nusselt podem ser correlacionados em função do número de Rayleigh para permitir a determinação da operação do envelope para cavidades turbulentas com ou sem insertos. Uma regressão não linear de mínimos quadrados resulta nas seguintes equações.

$$\text{Limite Superior : } Nu_H^{max} = 0,2866Ra_H^{0,3199} \quad (90)$$

$$\text{Limite Inferior : } Nu_H^{min} = 0,325Ra_H^{0,2933} \quad (91)$$

Nos quais, os coeficientes R^2 para as equações que descrevem os limites superior e inferior para o numero de Nusselt Global, representados pelas equações, 90 e 91 foram, $R^2 = 0,9994$ e $R^2 = 0,9997$, respectivamente.

6 CONCLUSÃO

O presente trabalho apresentou um conjunto de análises numéricas envolvendo convecção natural turbulenta no interior de cavidades retangulares. As simulações numéricas foram verificadas por meio de experimentos da literatura, utilizando cavidades com razões de aspecto $AR_v = 1$ e $AR_v = \frac{1}{4}$, revelando razoável capacidade de previsão dos perfis de velocidade, velocidades máximas e mínimas, e as posições dos pontos críticos, no qual o desvio máximo obtido, foi de 25%, no entanto, a maioria dos resultados obtidos não ultrapassou uma variação 5% do valor experimental.

Novos dados numéricos, para cavidades quadradas ($AR_v = 1, 0$), foram gerados usando o modelo $k\omega - SST$, para calcular a transferência de calor por convecção natural, onde os resultados foram explorados no sentido de estabelecer a influência do ângulo de inclinação e o presença de insertos adiabáticos e condutores. Foi revelado que o inserto tem pouco ou nenhum efeito benéfico, exceto no caso de ângulos de inclinação extremos e taxas de obstrução elevadas (insertos maiores, especialmente os insertos de 450mm e 500mm), devido ao confinamento do fluxo e impedimento da geração de uma grande região de recirculação no centro da cavidade, como mostrado nos experimentos de validação.

No contexto de criação e confinamento de regiões de recirculação, foi possível constatar neste trabalho que os insertos de menor dimensão (insertos de 250mm e 350mm) tem uma forte correlação com a criação de uma zona de recirculação, próxima a região do inserto, fazendo com que os perfis de velocidades verticais apresentados, tanto para o inserto condutivo quanto para o inserto adiabático, tivessem uma mudança em seu sentido.

Além disso, constatou-se que a adição do inserto implica na criação de duas regiões de recirculação menores, uma situada no canto superior esquerdo, próximo a superfície quente, e outra situada no canto inferior direito, próximo a superfície fria, onde a influência destas duas regiões se intensificam a medida que os ângulos de rotação da cavidade aumentam, principalmente, quando o ângulo de rotação está contido no intervalo $30^\circ \leq \theta \leq 75^\circ$. Estudos em relação ao confinamento de fluxo mostraram que a medida que o inserto adicionado a cavidade tem suas dimensões aumentadas, a influência destas novas regiões de recirculação tendem a diminuir gradativamente, a ponto que de que para ambos os insertos estudados, a região de recirculação próxima ao inserto desaparece nos casos com inserto dimensões de 450mm.

Esses novos dados numéricos revelaram que a tendência de números de Nusselt globais maiores ocorrendo sob ângulos de inclinação de $\phi = 30^\circ$ apresentados para o caso laminar se repete para o caso turbulento para o número de Rayleigh até $Ra_H = 7,5 \cdot 10^9$, quando comparados com os estudos realizados por Silva, Zdanski e Jr (2022).

Por fim, os limites superior e inferior, para o número de Nusselt global Nu_H , são apresentados através de duas correlações, a fim de permitir uma rápida exploração do projeto usando este tipo de dispositivo de transferência de calor.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho contribuiu para o entendimento dos fenômenos da transferência de calor no interior de cavidades fechadas. No entanto, foram estudados apenas alguns casos deste vasto campo de atuação da engenharia, é cabível mais análises sobre este assunto. A primeira delas é a busca de um modelo que consiga melhorar a previsibilidade dos perfis de velocidades desenvolvidos no escoamento, bem como as curvas de Nusselt Local. No quesito desta melhoria, este estudo deixa como um potencial substituto do modelo $k\omega - SST$ o modelo Reynolds Stress, uma vez que, sejam aplicadas alternativas dentro do programa AnsysFluent® para a estabilização e convergência do modelo numérico, quando aplicado ao problema da cavidade, uma vez que neste trabalho o modelo mostrou-se capaz de superar os resultados obtidos pelo modelo $k\omega - SST$ na previsibilidade da máxima velocidade desenvolvida no escoamento para a superfície quente.

Os estudos realizados neste trabalho seguem uma abordagem muito utilizada nas literaturas apresentadas como referências, as aplicações dos insertos com a mesma geometria da cavidade, e as rotações aplicadas na cavidade serem de mesma magnitude as aplicadas nos insertos, são exploradas neste texto, no entanto, estudos futuros podem considerar a aplicação de rotação da cavidade diferente da rotação aplicada ao inserto. Também podem ser consideradas alterações na geometria da cavidade e do inserto, como por exemplo, o estudo de cavidades fechadas com insertos de diferentes geometrias, podendo estes insertos terem formatos de, triângulo, retângulo, losango, entre outros.

Este trabalho considerou em todos os casos estudados o posicionamento do inserto no centro da cavidade, além de utilizar apenas uma aleta em todos os casos. Trabalhos futuros podem explorar posicionamento de aletas em diferentes regiões da cavidade, bem como alterar a quantidade instalada em seu interior. Estas alterações são o núcleo destes estudos, fazendo com que sejam obtidos perfis de velocidade diferentes aos perfis discutidos neste trabalho, onde possivelmente novas formações de recirculação serão criadas na qual influenciarão em outros fenômenos envolvidos na transferência de calor.

REFERÊNCIAS

- ALTAÇ, Zekeriya; UĞURLUBILEK, Nihal. Assessment of turbulence models in natural convection from two-and three-dimensional rectangular enclosures. **International Journal of Thermal Sciences**, Elsevier, v. 107, p. 237–246, 2016. Citado 3 vezes nas páginas 7, 28 e 29.
- AMPOFO, F; KARAYIANNIS, TG. Experimental benchmark data for turbulent natural convection in an air filled square cavity. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 46, n. 19, p. 3551–3572, 2003. Citado 5 vezes nas páginas 7, 23, 24, 25 e 31.
- BARAKOS, G; MITSOULIS, Ee; ASSIMACOPOULOS, DO. Natural convection flow in a square cavity revisited: laminar and turbulent models with wall functions. **International journal for numerical methods in fluids**, Wiley Online Library, v. 18, n. 7, p. 695–719, 1994. Citado na página 20.
- BEJAN, Adrian. **Convection heat transfer**. [S.l.]: John wiley & sons, 2013. Citado na página 20.
- BIRD, R; STEWART, W; 2ND, E Lightfoot. Transport phenomena 2nd edn. john wiely and sons. **Inc, Hoboken, NJ**, 2002. Citado 2 vezes nas páginas 34 e 35.
- BRITO, Rogerio Fernandes; MENON, Genésio José; PIRANI, Marcelo José. Turbulent natural convection in enclosures using large-eddy simulation with localized heating from horizontal bottom surface and cooling from vertical surfaces. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, SciELO Brasil, v. 31, p. 199–209, 2009. Citado 4 vezes nas páginas 7, 29, 30 e 31.
- CHEESEWRIGHT, R. Experimental data for the validation of computer codes for the prediction of two-dimensional buoyant cavity flows, in significant questions in buoyance affected enclosure or cavity flows. In: **ASME**. [S.l.: s.n.], 1986. v. 60, p. 75–81. Citado 2 vezes nas páginas 7 e 28.
- CHOI, Seok-Ki et al. Computation of turbulent natural convection in a rectangular cavity with the lattice boltzmann method. **Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals**, Taylor & Francis, v. 61, n. 6, p. 492–504, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 7 e 28.
- COLOMBO, Marco; FAIRWEATHER, Michael. Cfd simulation of single-and two-phase natural convection in the context of external reactor vessel cooling. In: **LEEDS. Proceedings of the 17th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics**. [S.l.], 2017. Citado 3 vezes nas páginas 7, 31 e 32.
- DAVIDSON, Peter Alan. **Turbulence: an introduction for scientists and engineers**. [S.l.]: Oxford university press, 2015. Citado na página 36.
- FLUENT, UDF Manual ANSYS. Ansys fluent 12.0. **Theory Guide**, 2009. Citado na página 42.
- GANDHI, Mayurkumar S; JOSHI, Jyeshtharaj B; VIJAYAN, Pallippattu K. Study of two phase thermal stratification in cylindrical vessels: Cfd simulations and piv measurements. **Chemical engineering science**, Elsevier, v. 98, p. 125–151, 2013. Citado na página 31.
- INCE, Nuri Z; LAUNDER, Brian E. On the computation of buoyancy-driven turbulent flows in rectangular enclosures. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, Elsevier, v. 10, n. 2, p. 110–117, 1989. Citado 2 vezes nas páginas 27 e 28.

JONES, W Peter; LAUNDER, Brian Edward. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence. **International journal of heat and mass transfer**, Elsevier, v. 15, n. 2, p. 301–314, 1972. Citado na página 40.

KING, Kevin John. **Turbulent natural convection in rectangular air-cavities**. Tese (Doutorado) — Queen Mary University of London, 1989. Citado 2 vezes nas páginas 7 e 28.

LAUNDER, Brian Edward; SHARMA, Bahrat I. Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc. **Letters in heat and mass transfer**, Pergamon, v. 1, n. 2, p. 131–137, 1974. Citado na página 40.

LAUNDER, Brian Edward; SPALDING, Dudley Brian et al. Lectures in mathematical models of turbulence. New York, Academic Press, 1972. Citado na página 40.

MENTER, Florian R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. **AIAA journal**, v. 32, n. 8, p. 1598–1605, 1994. Citado 3 vezes nas páginas 44, 46 e 59.

MERGUI, S; PENOT, F. Velocity and temperature analysis of air free-convection in a differentially heated square cavity at $ra = 1.69 \times 10^9$. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Pergamon-Elsevier Science Ltd., v. 40, n. 14, p. 3427–3441, 1997. Citado na página 24.

MIRJALILY, Seyed Ali Agha; OLOOMI, Seyed Amir Abbas et al. A rans k- ϵ simulation of 2d turbulent natural convection in an enclosure with heating sources. **IJUM Engineering Journal**, v. 20, n. 1, p. 229–244, 2019. Citado 6 vezes nas páginas 7, 20, 23, 24, 25 e 28.

MOURA, Marcelo Dias de. Convecção natural em cavidades 3d. 2016. Citado na página 40.

PENOT, François; SKURTYS, Olivier; SAURY, Didier. Preliminary experiments on the control of natural convection in differentially-heated cavities. **International Journal of Thermal Sciences**, Elsevier, v. 49, n. 10, p. 1911–1919, 2010. Citado na página 20.

POPINHAK, André Ricardo et al. Investigação experimental da convecção natural turbulenta em uma cavidade com paredes verticais a diferentes temperaturas e razão de aspecto 4. 2013. Citado 27 vezes nas páginas 7, 14, 17, 18, 20, 21, 48, 49, 51, 52, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 61, 64, 65, 66, 67, 69, 71, 75, 78, 80 e 116.

SAURY, Didier et al. Natural convection in an air-filled cavity: Experimental results at large rayleigh numbers. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 38, n. 6, p. 679–687, 2011. Citado na página 27.

SCHÖPF, W; PATTERSON, JC; BROOKER, AMH. Evaluation of the shadowgraph method for the convective flow in a side-heated cavity. **Experiments in fluids**, Springer, v. 21, n. 5, p. 331–340, 1996. Citado na página 25.

SILVA, Guilherme MF da; ZDANSKI, Paulo SB; JR, Miguel Vaz. Effects of adiabatic and heat-conducting inserts in natural convection in inclined enclosures. **Numerical Heat Transfer, Part A: Applications**, Taylor & Francis, v. 82, n. 12, p. 812–825, 2022. Citado 3 vezes nas páginas 108, 110 e 111.

TENNEKES, Hendrik et al. **A first course in turbulence**. [S.l.]: MIT press, 1972. Citado na página 36.

TIAN, YS; KARAYIANNIS, TG. Low turbulence natural convection in an air filled square cavity: part i: the thermal and fluid flow fields. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Elsevier, v. 43, n. 6, p. 849–866, 2000. Citado 19 vezes nas páginas 8, 14, 18, 20, 21, 52, 53, 54, 55, 67, 68, 69, 71, 72, 75, 77, 80, 82 e 119.

WILCOX, David C. Turbulence modeling for cfd. la canada, ca: Dcw industries. **Inc, November**, 2006. Citado na página 44.

WU, Ting; LEI, Chengwang. Comparison of various rans models for conjugate turbulent natural convection with radiation in a cavity. In: BEGEL HOUSE INC. **Proceedings of CHT-15. 6 th International Symposium on ADVANCES IN COMPUTATIONAL HEAT TRANSFER**. [S.l.], 2015. Citado 4 vezes nas páginas 7, 25, 26 e 27.

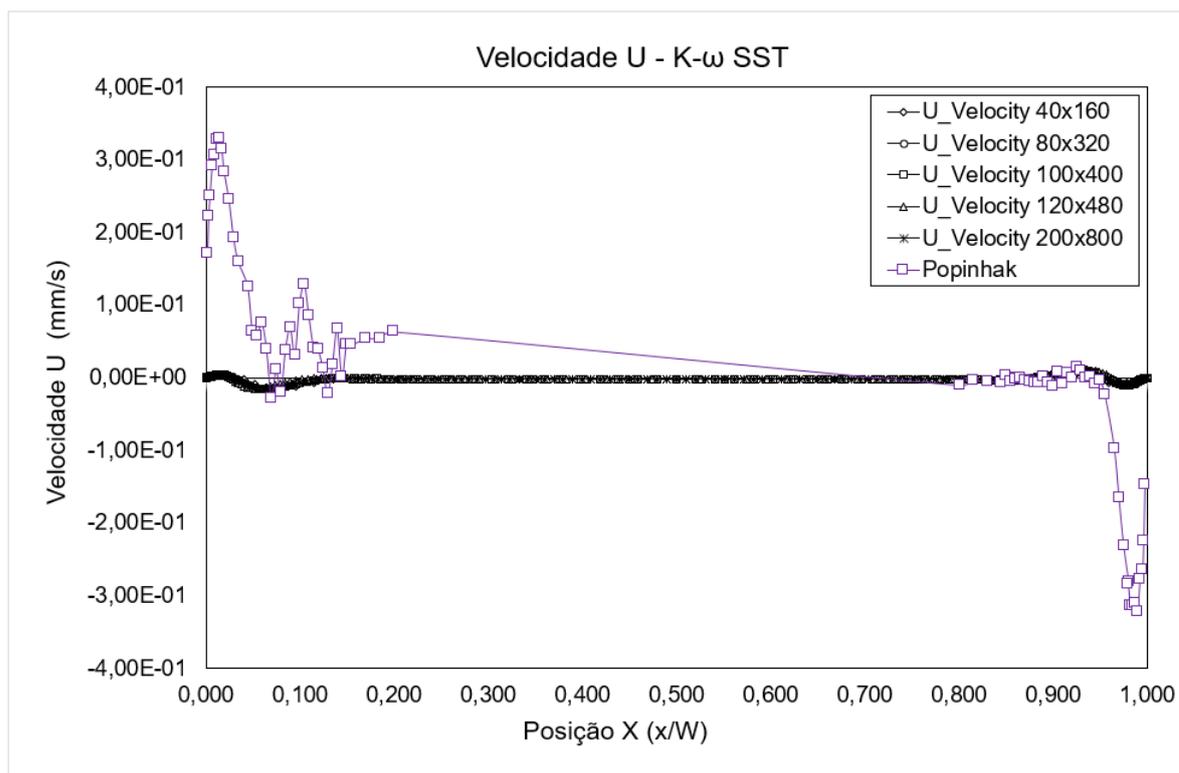
YAP, CHRISTOPHERR. Turbulent heat and momentum transfer in recirculating and impinging flows(ph. d. thesis). 1987. Citado na página 27.

APÊNDICE A – OUTROS RESULTADOS OBTIDOS DURANTE AS VALIDAÇÕES DOS MODELOS RANS

A.0.1 Resultados obtidos por modelos RANS para velocidade horizontal - Velocidade U

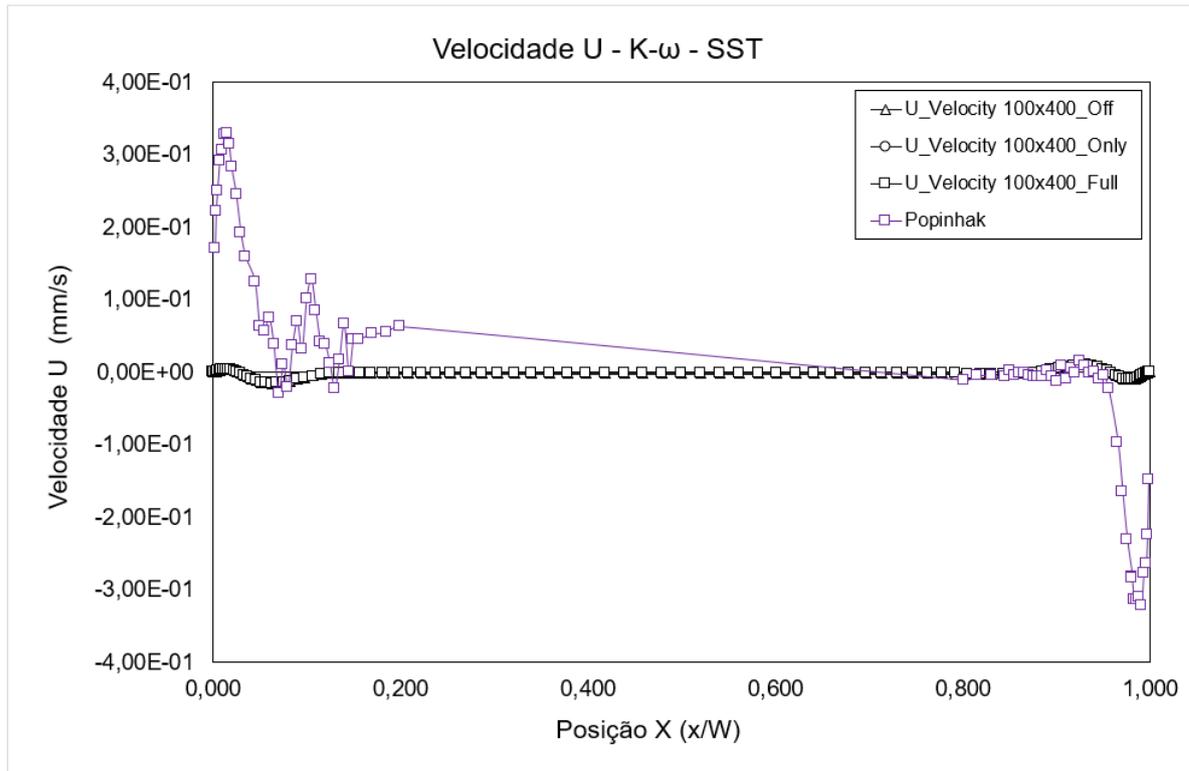
A.0.1.1 Estudo de velocidades horizontais (POPINHAK et al., 2013)

Figura 80 – Velocidade U - $k - \omega$ SST.



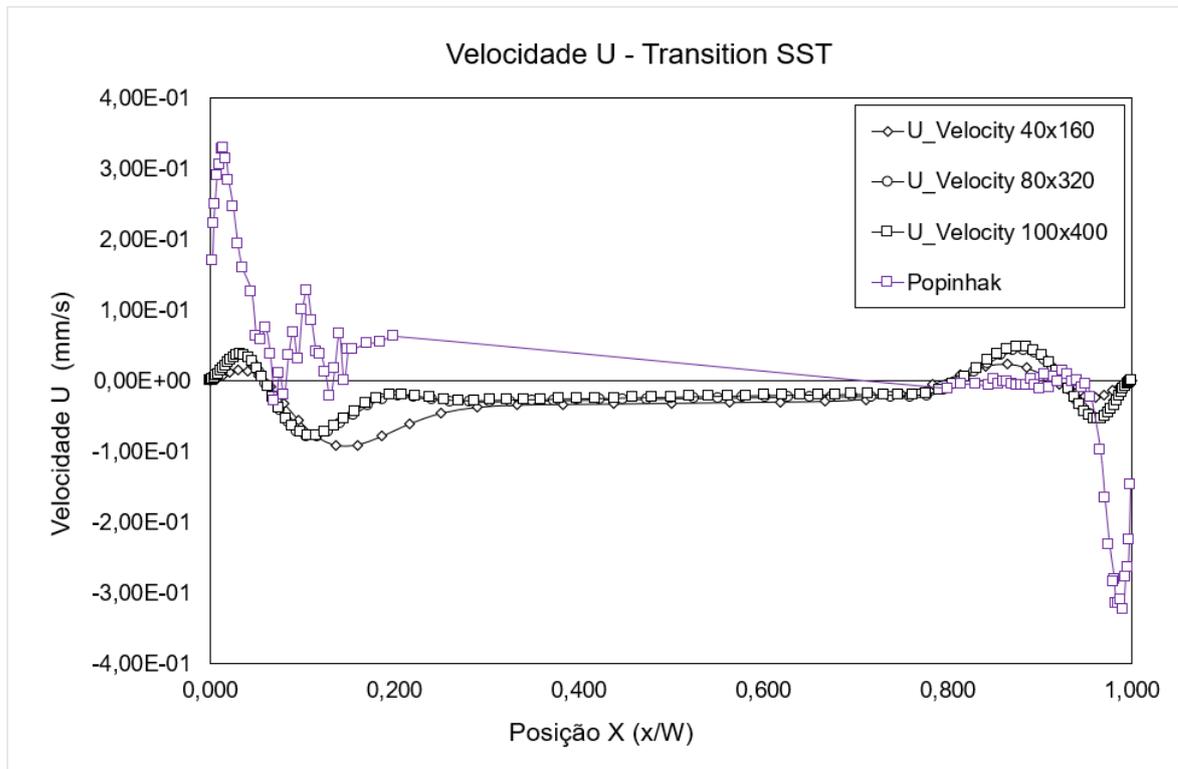
Fonte: Próprio Autor

Figura 81 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais $k - \omega$ SST.



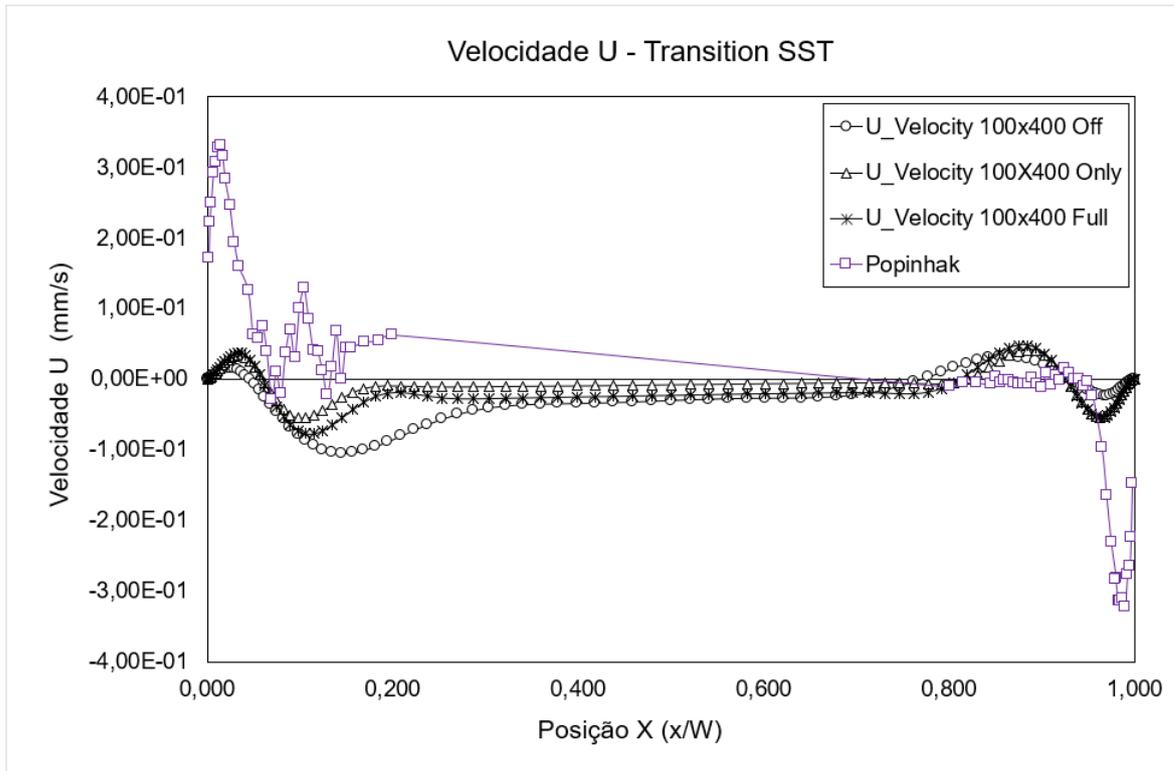
Fonte: Próprio Autor

Figura 82 – Velocidade U - Transition SST.



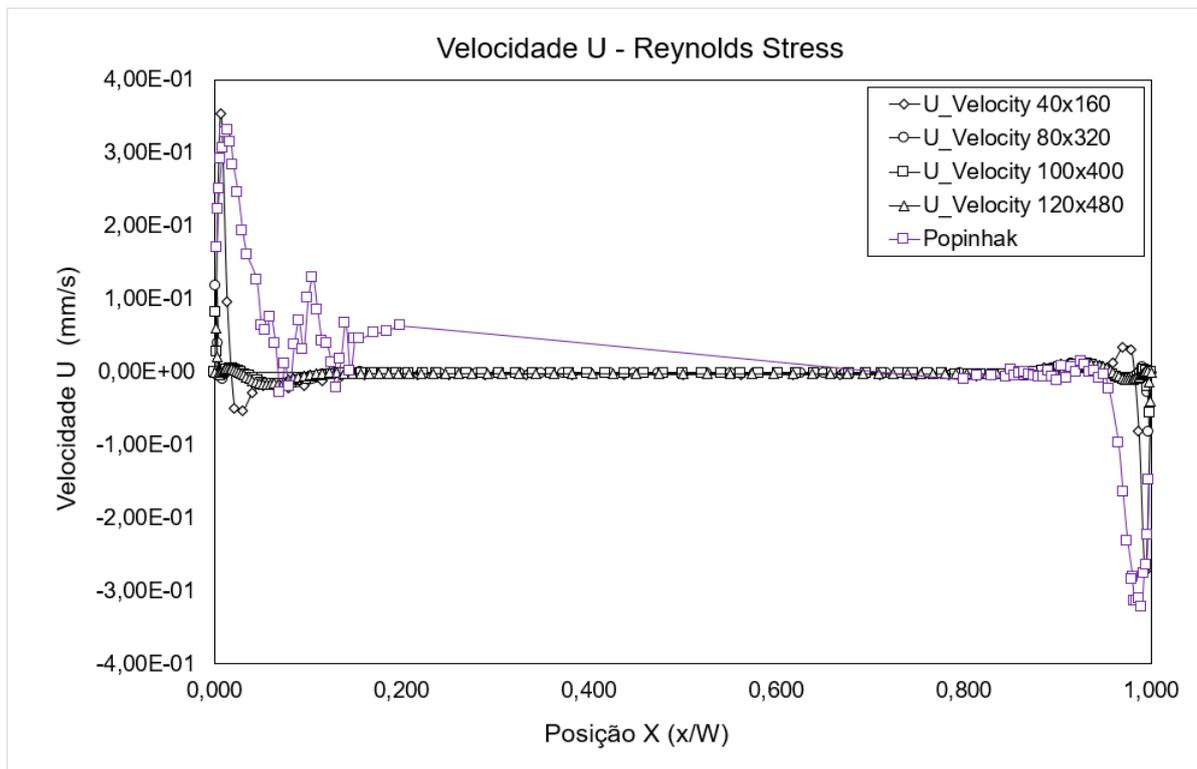
Fonte: Próprio Autor

Figura 83 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais Transition SST.



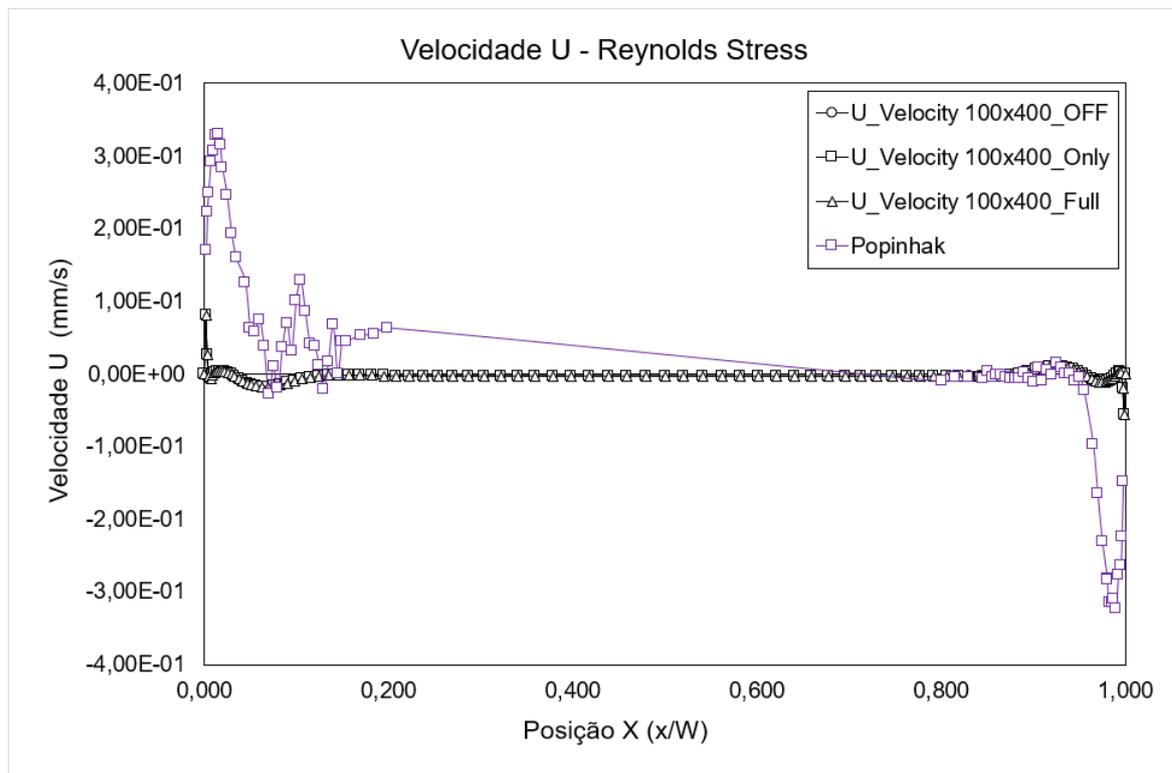
Fonte: Próprio Autor

Figura 84 – Velocidade U - Reynolds Stress.



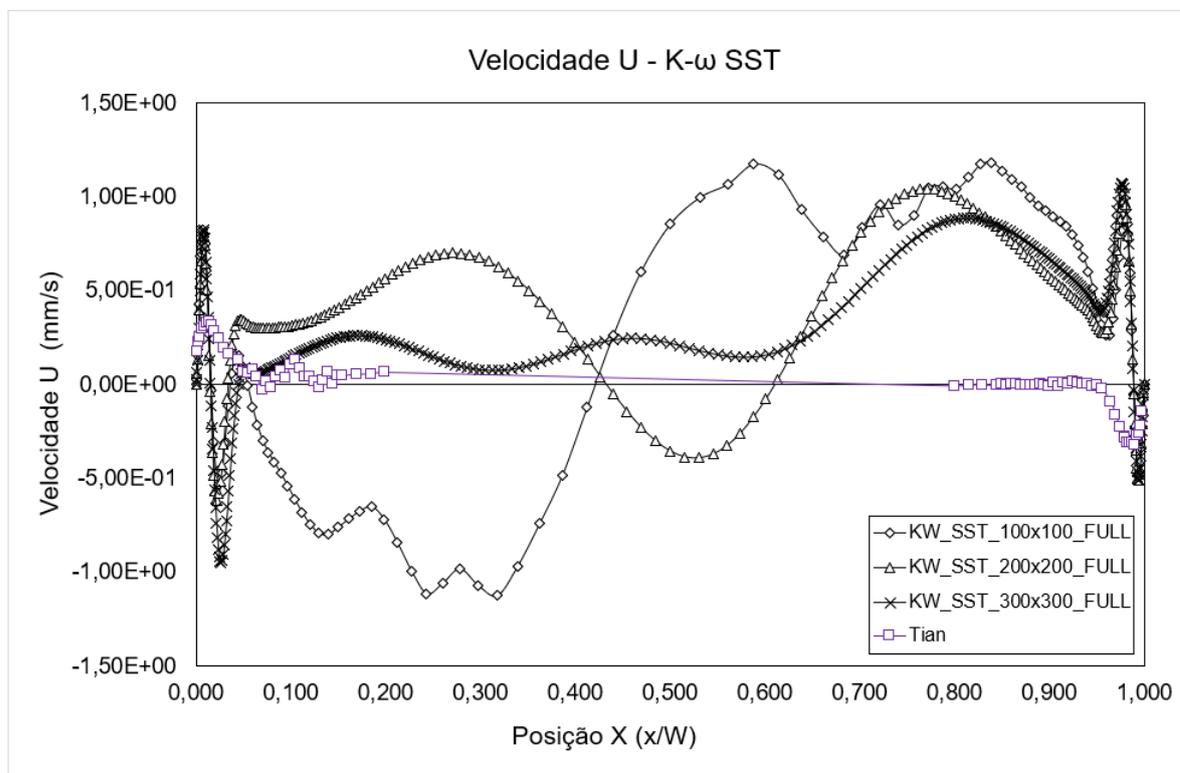
Fonte: Próprio Autor

Figura 85 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais Reynolds Stress.

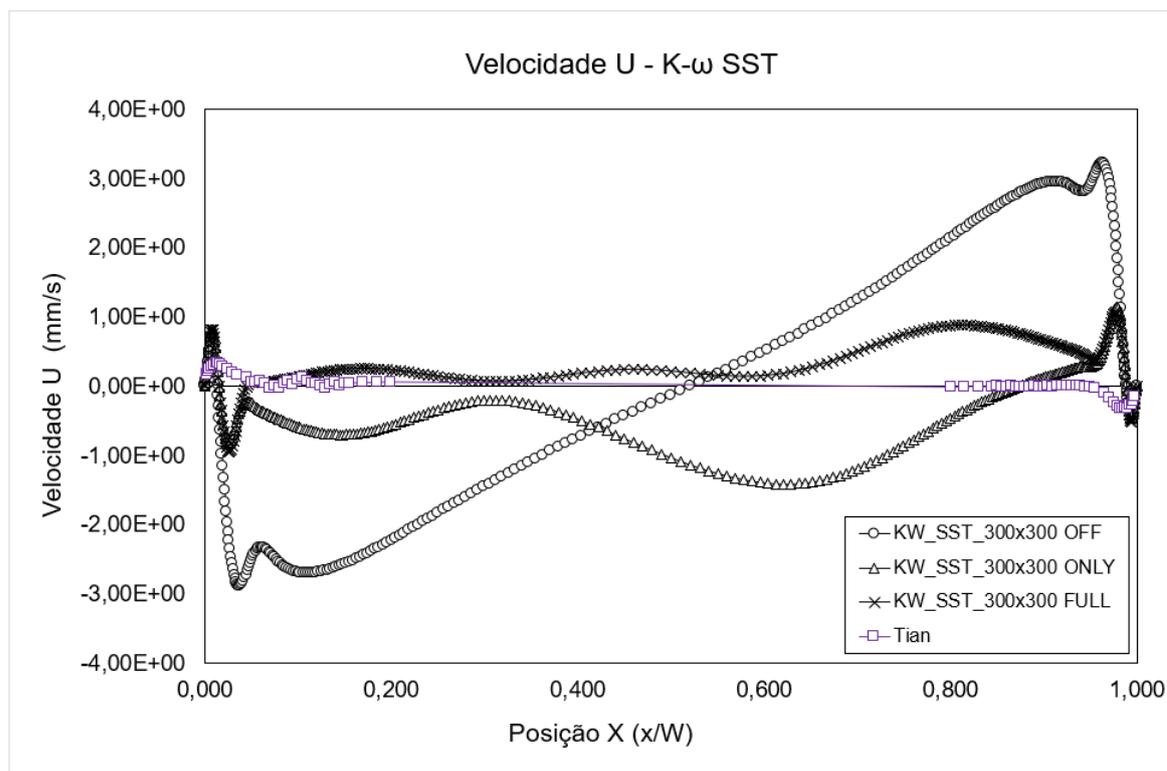


Fonte: Próprio Autor

A.0.1.2 Estudo de velocidades horizontais (TIAN; KARAYIANNIS, 2000)

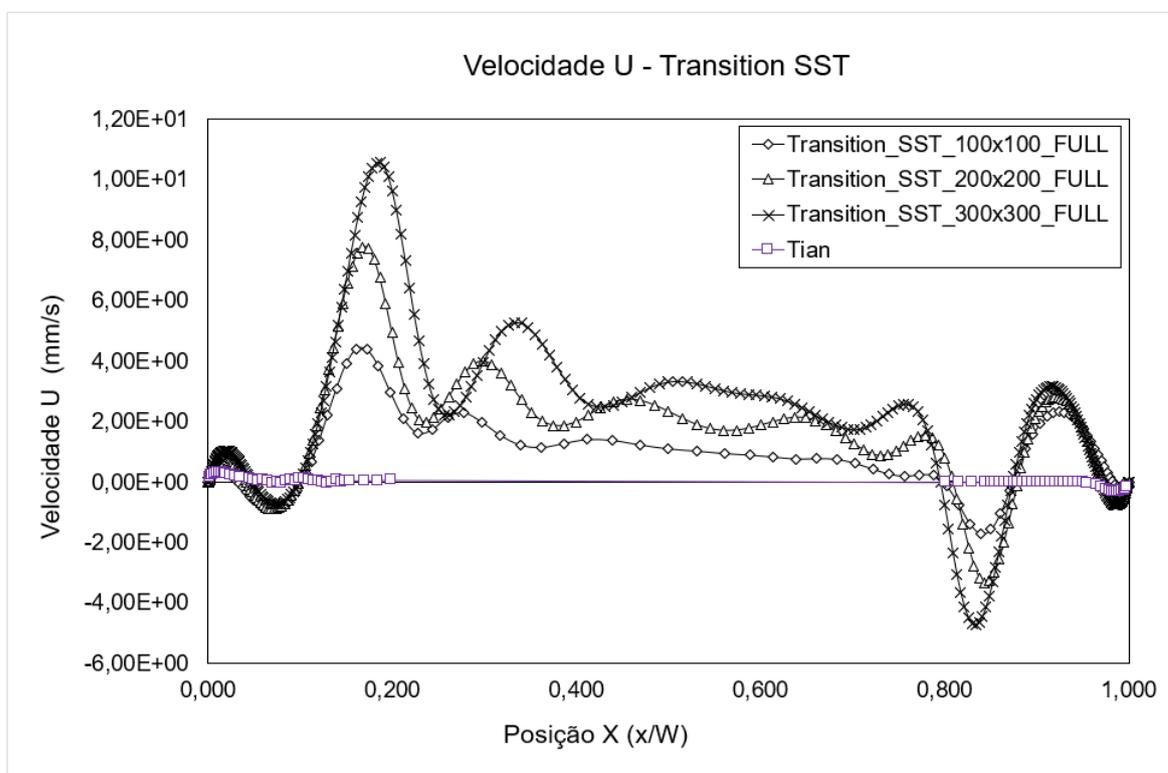
Figura 86 – Velocidade U - $k - \omega$ SST.

Fonte: Próprio Autor

Figura 87 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais $k - \omega$ SST.

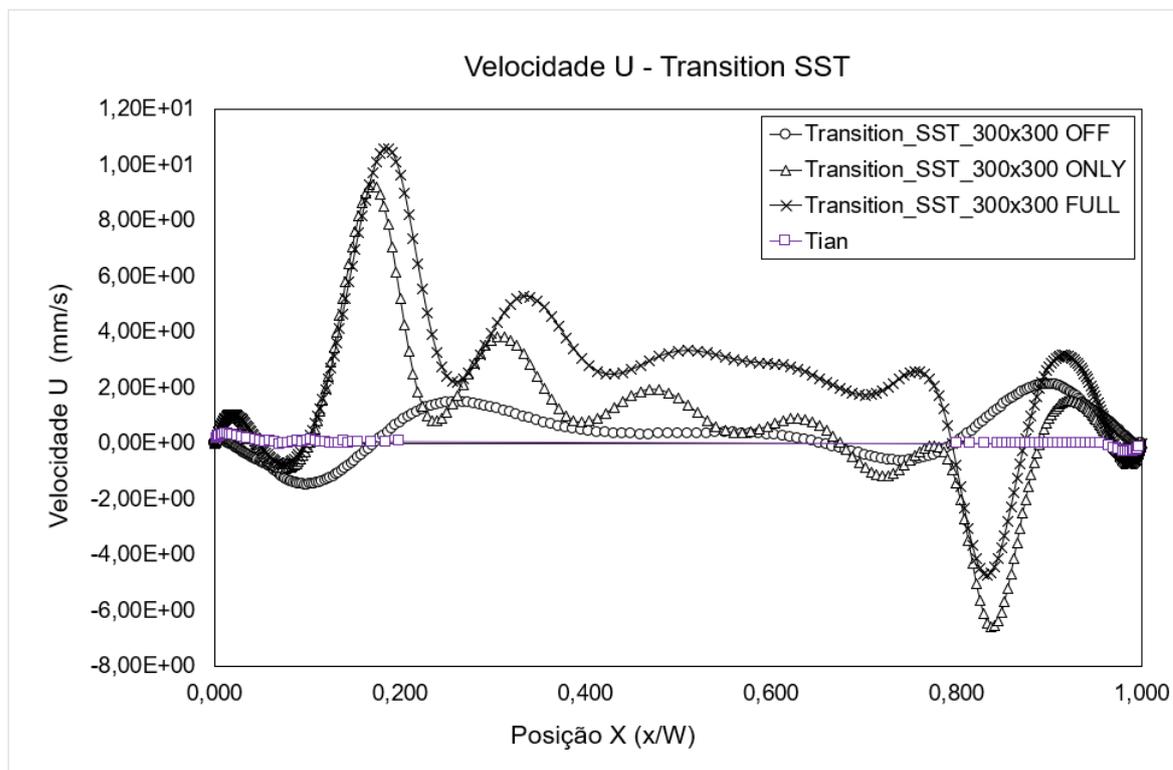
Fonte: Próprio Autor

Figura 88 – Velocidade U - Transition SST.



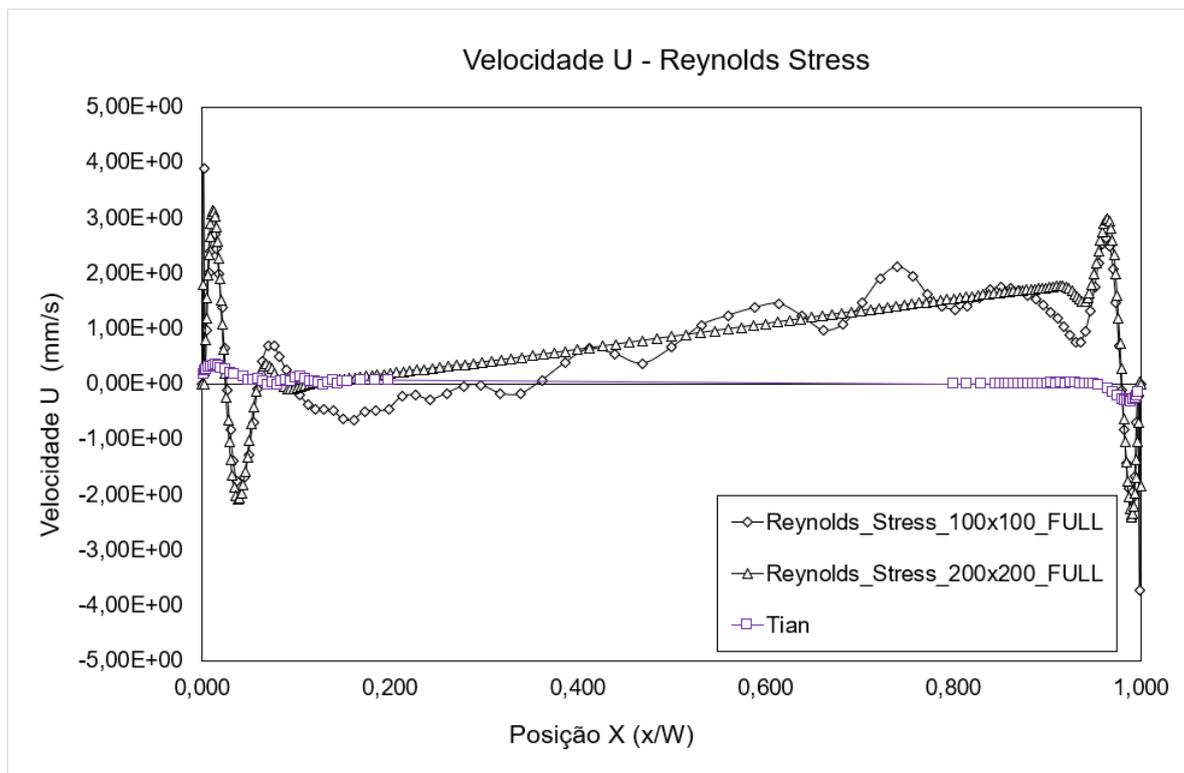
Fonte: Próprio Autor

Figura 89 – Comparação de efeitos de empuxo para velocidades verticais Transition SST.



Fonte: Próprio Autor

Figura 90 – Velocidade U - Reynolds Stress.

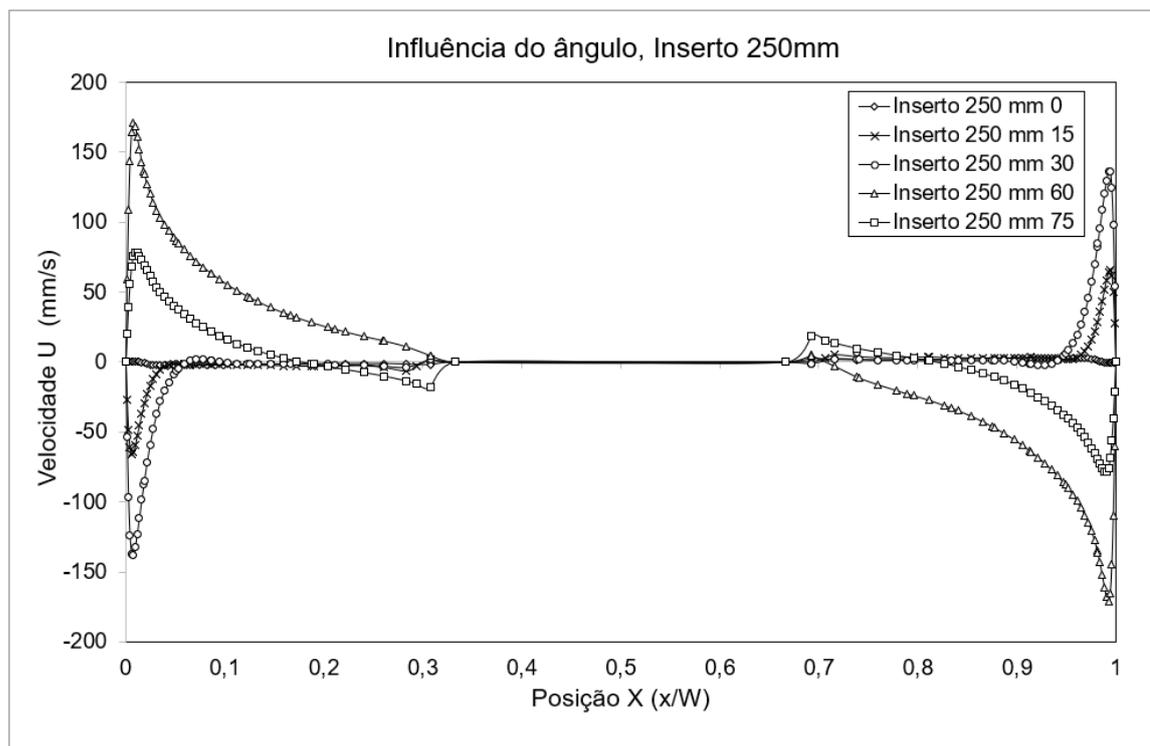


Fonte: Próprio Autor

APÊNDICE B – GRÁFICOS DE PERFIS DE VELOCIDADE E Nu_L PARA Ra DE DIFERENTES ORDENS - INSERTO CONDUTIVO.

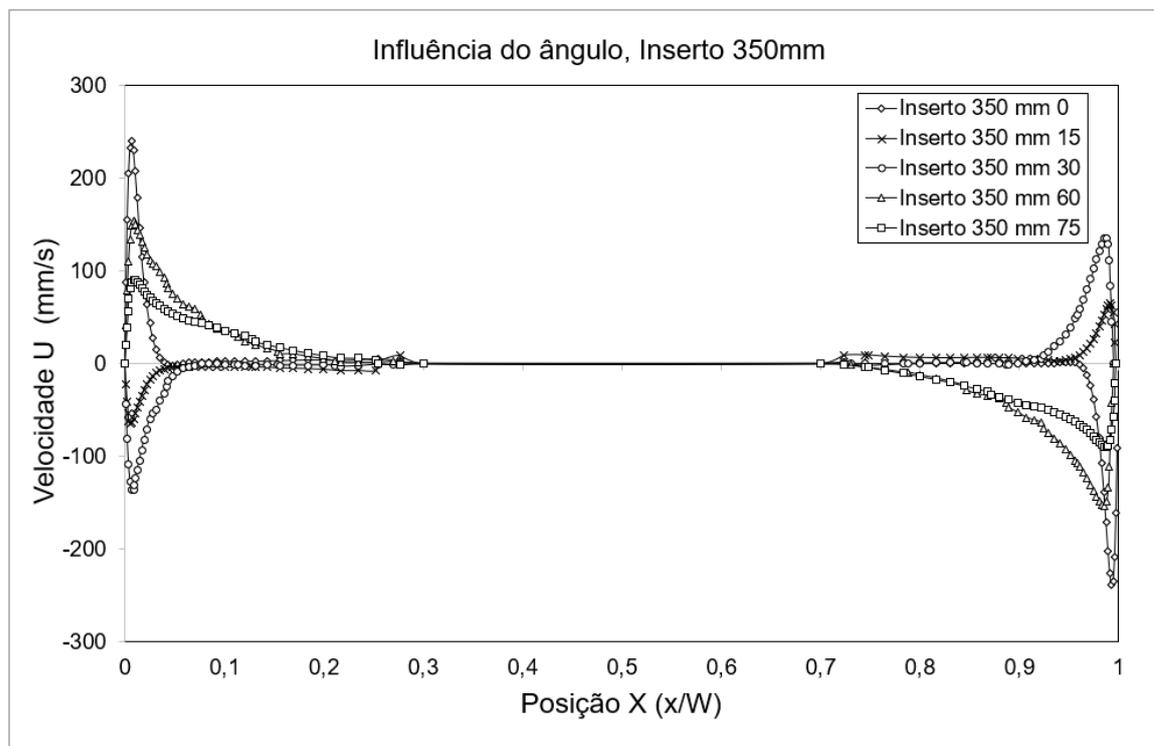
B.1 PERFIS DE VELOCIDADES HORIZONTAL - $Ra = 7,5 \cdot 10^8$

Figura 91 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 250mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^8$.



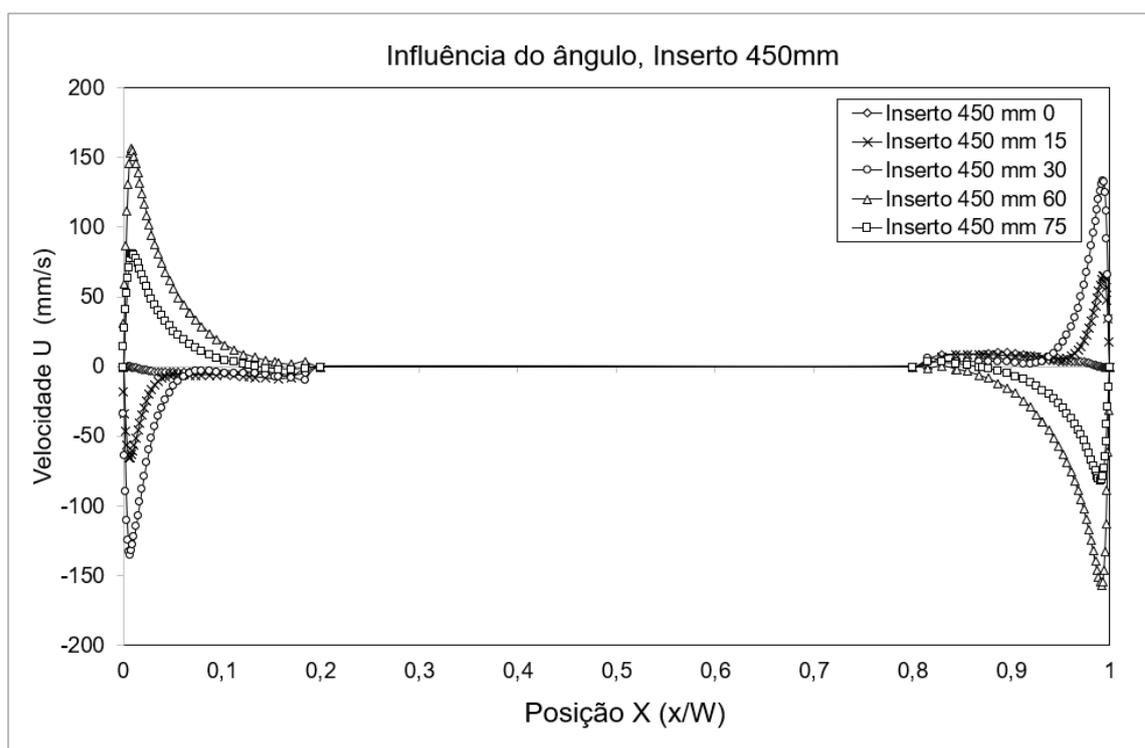
Fonte: Próprio autor

Figura 92 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 350mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^8$.



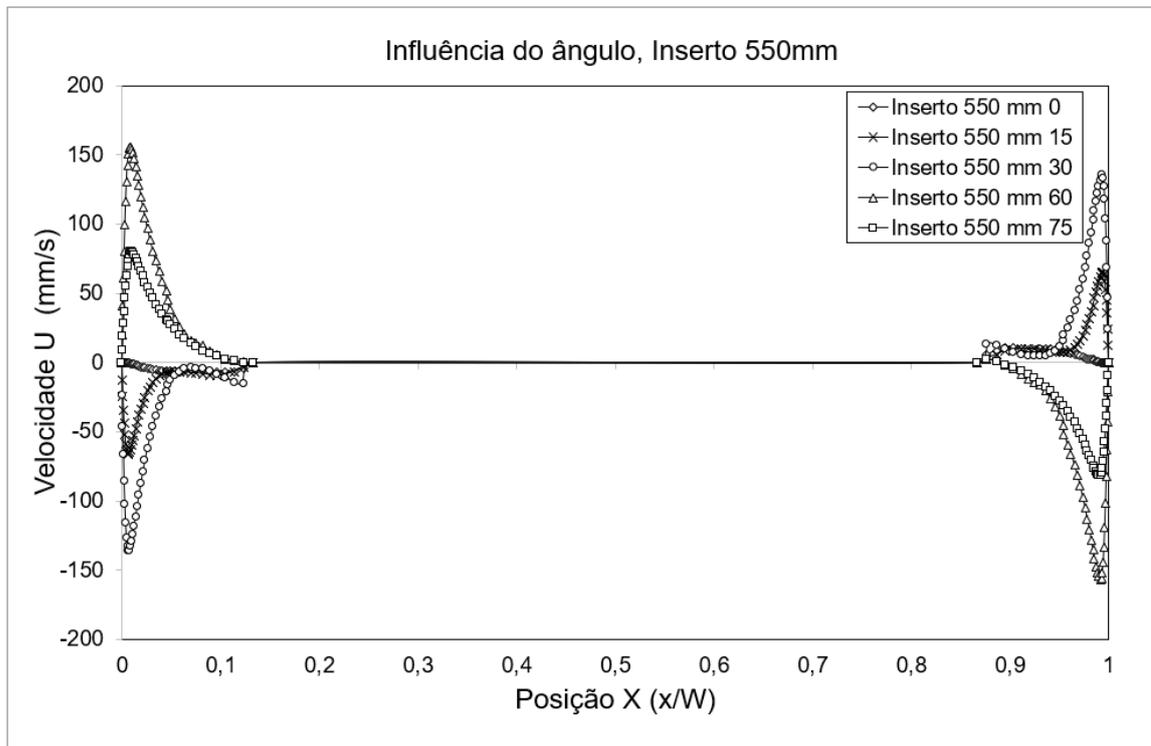
Fonte: Próprio autor

Figura 93 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 450mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^8$.



Fonte: Próprio autor

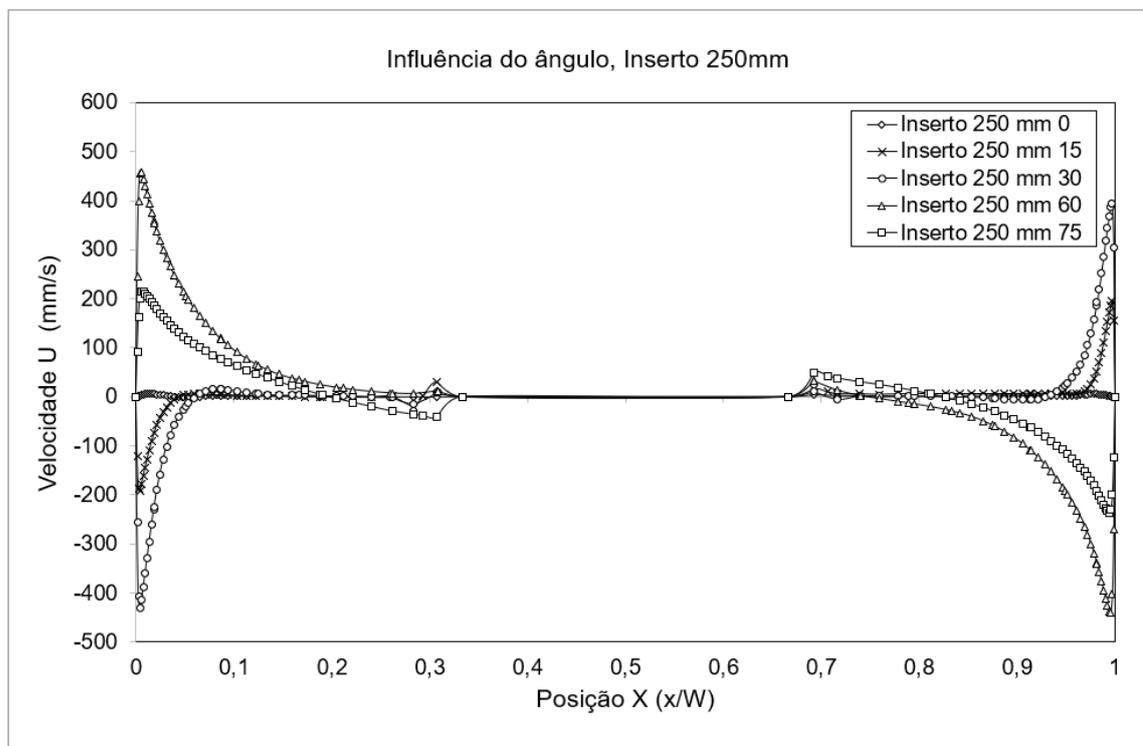
Figura 94 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 550mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^8$.



Fonte: Próprio autor

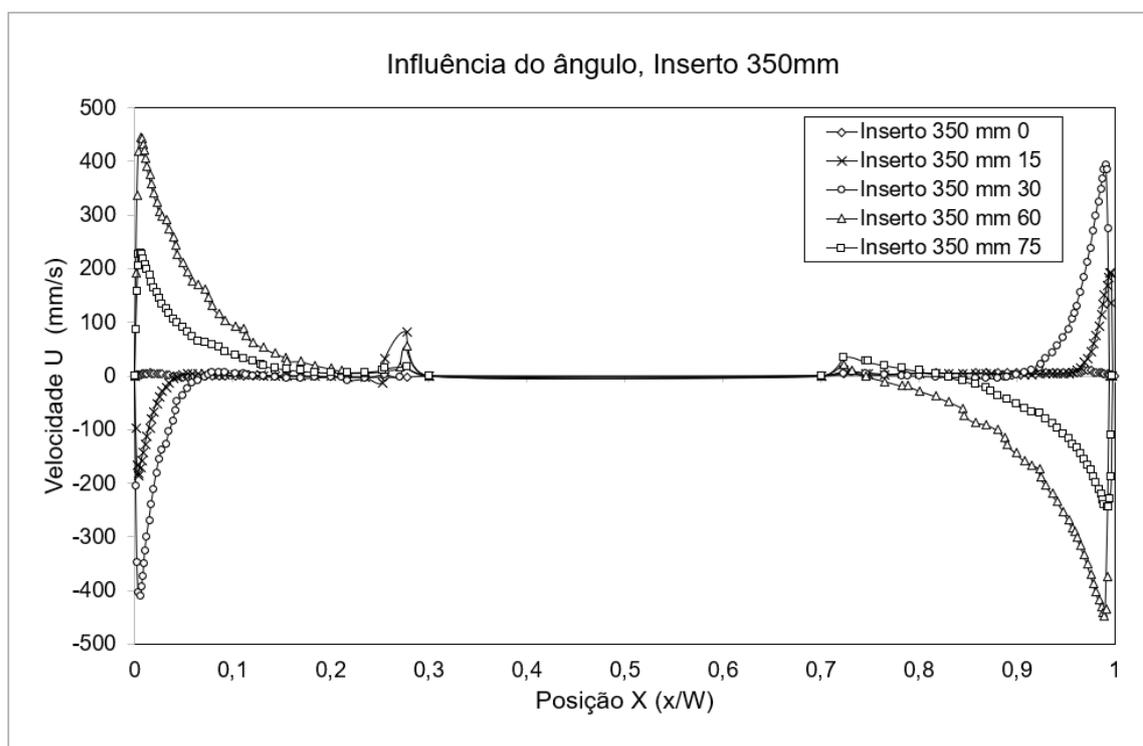
B.2 PERFIS DE VELOCIDADES HORIZONTAL E VERTICAL - $Ra = 7,5 \cdot 10^7$

Figura 95 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 250mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



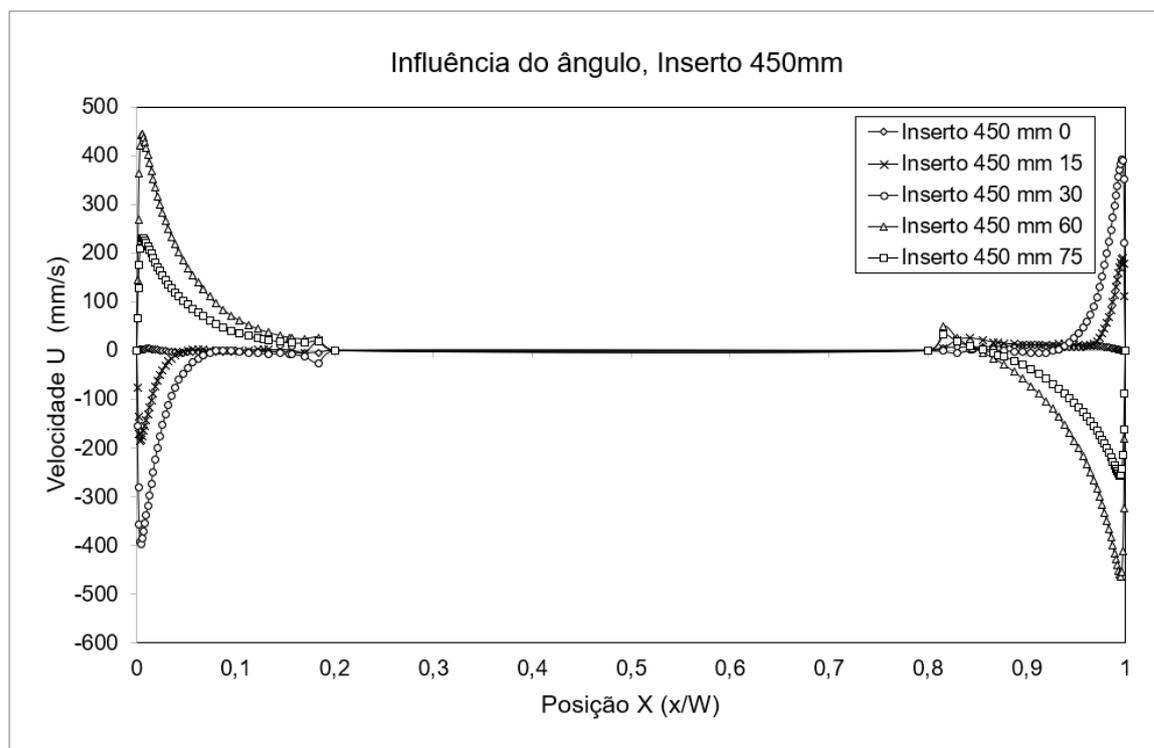
Fonte: Próprio autor

Figura 96 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 350mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



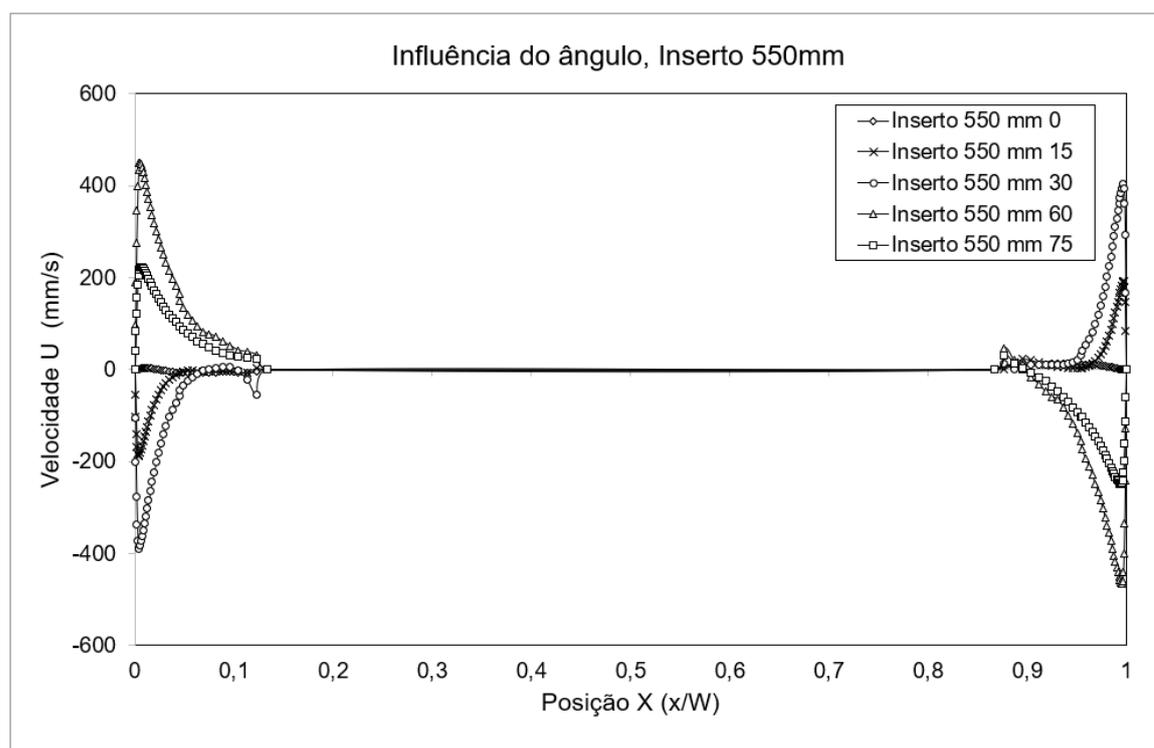
Fonte: Próprio autor

Figura 97 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 450mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



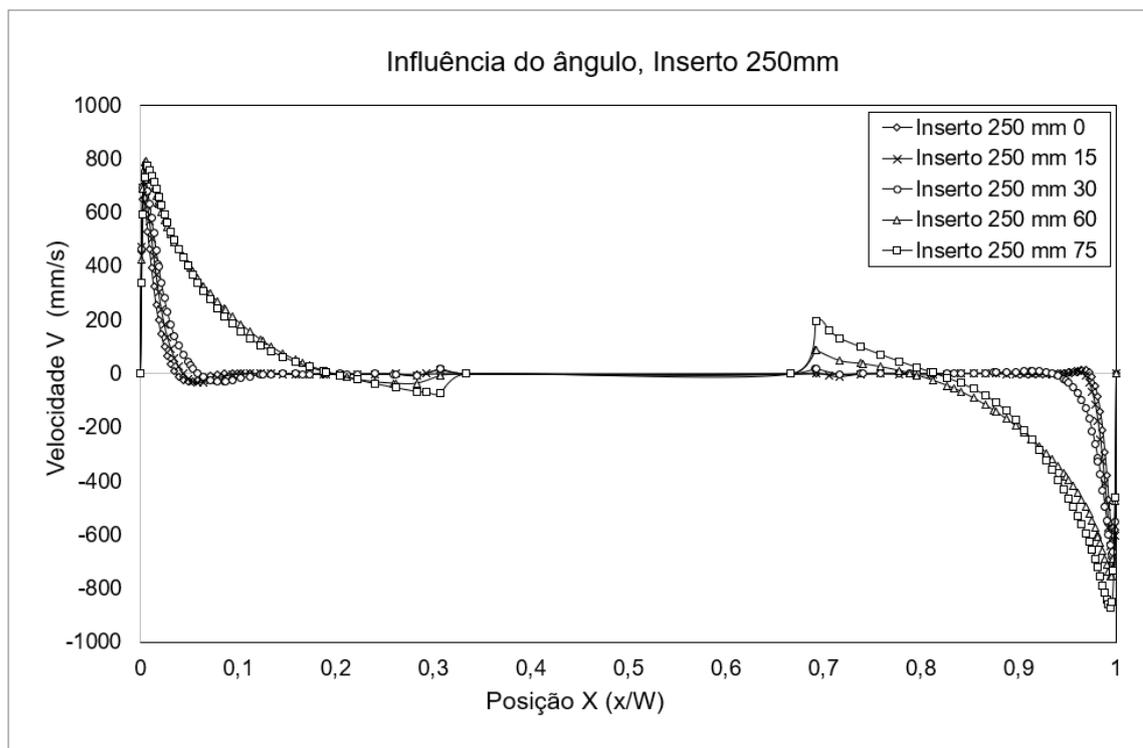
Fonte: Próprio autor

Figura 98 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 550mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



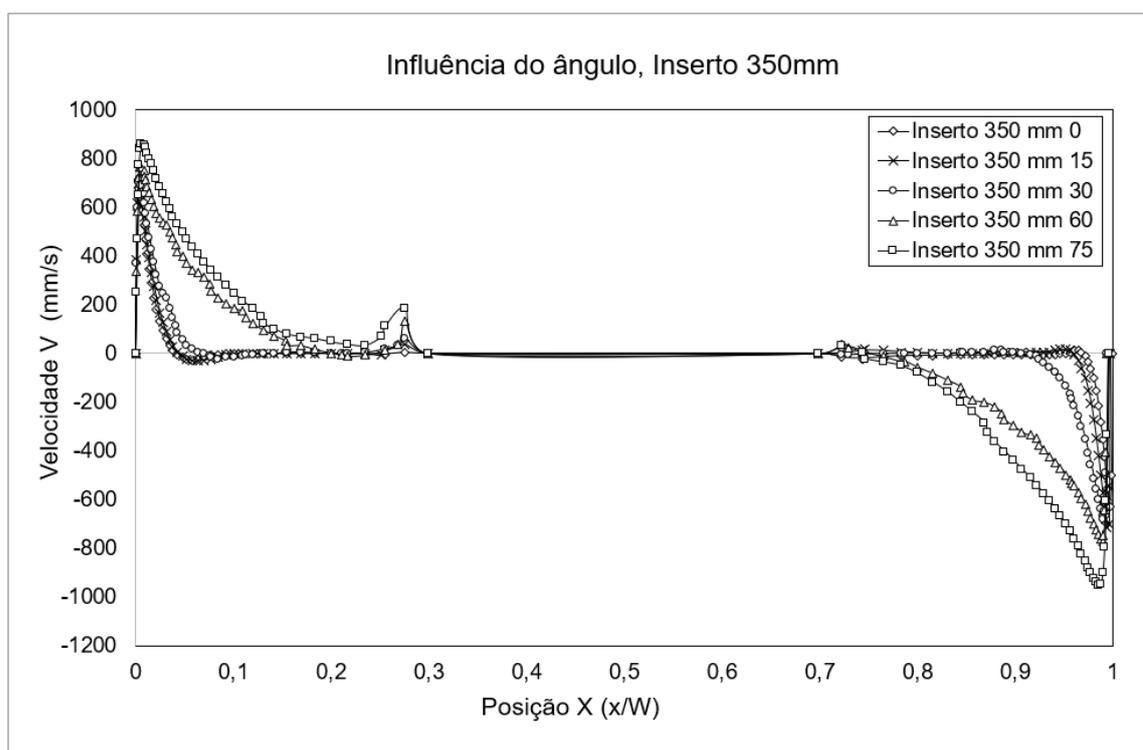
Fonte: Próprio autor

Figura 99 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 250mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



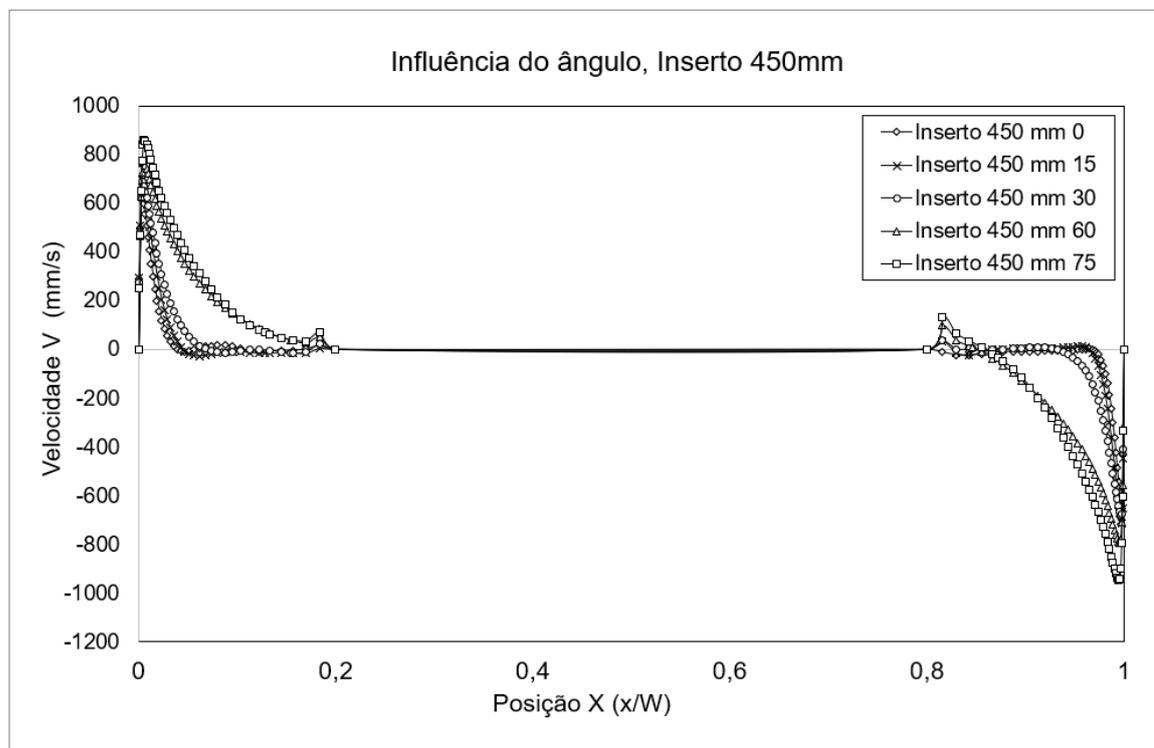
Fonte: Próprio autor

Figura 100 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 350mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



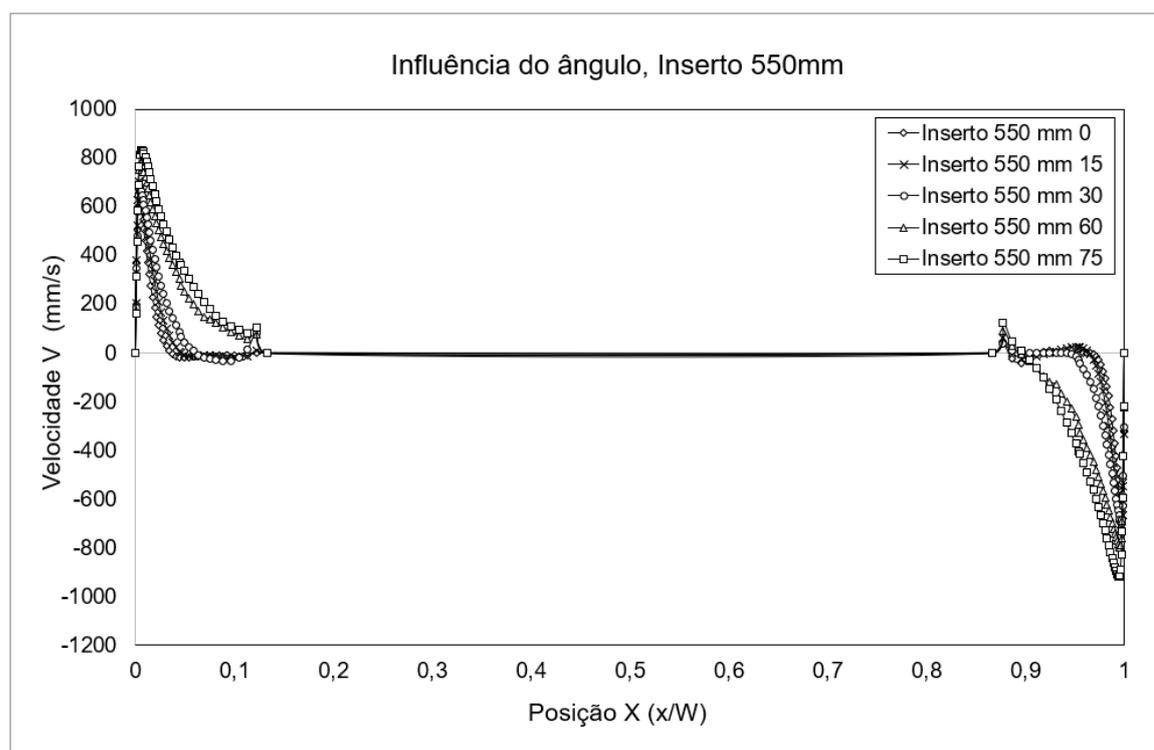
Fonte: Próprio autor

Figura 101 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 450mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



Fonte: Próprio autor

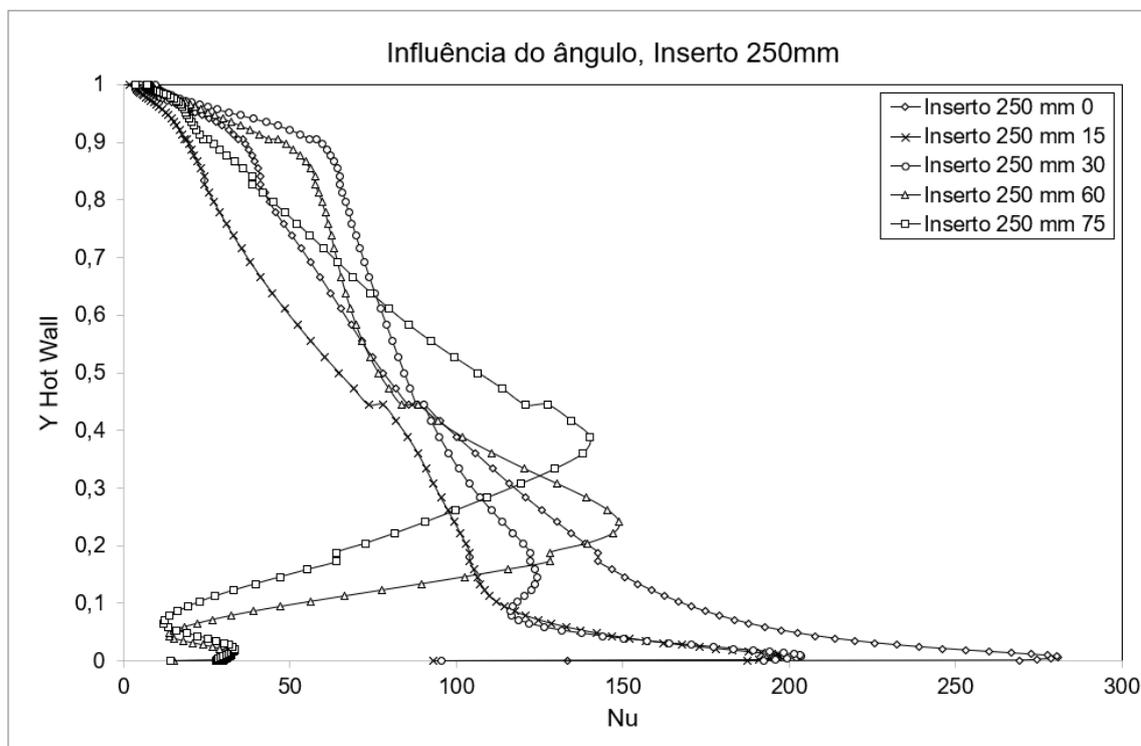
Figura 102 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 550mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



Fonte: Próprio autor

B.3 NUSSELT LOCAL EM FUNÇÃO DO TAMANHO DO INSERTO E ROTAÇÃO - $Ra = 7,5 \cdot 10^7$

Figura 103 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 250mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



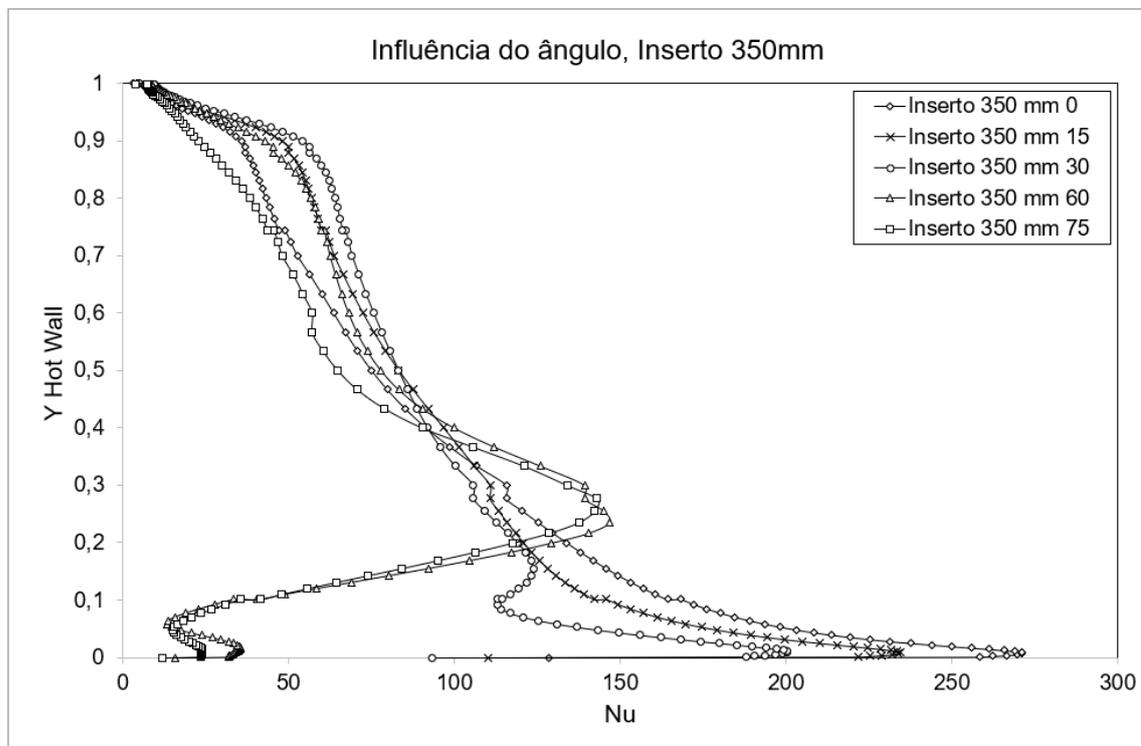
Fonte: Próprio autor

Tabela 20 – Consolidação de resultados de Nusselt médio - Inserto Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.

Nusselt Médio - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$					
Ângulo	0°	15°	30°	60°	75°
Sem inserto	93,98	94,79	91,63	78,93	67,54
250mm	91,57	67,60	88,26	74,20	70,28
350mm	89,61	90,66	87,32	73,57	69,47
450mm	87,21	87,81	85,92	73,93	70,33
550mm	84,43	87,18	84,70	76,86	73,33

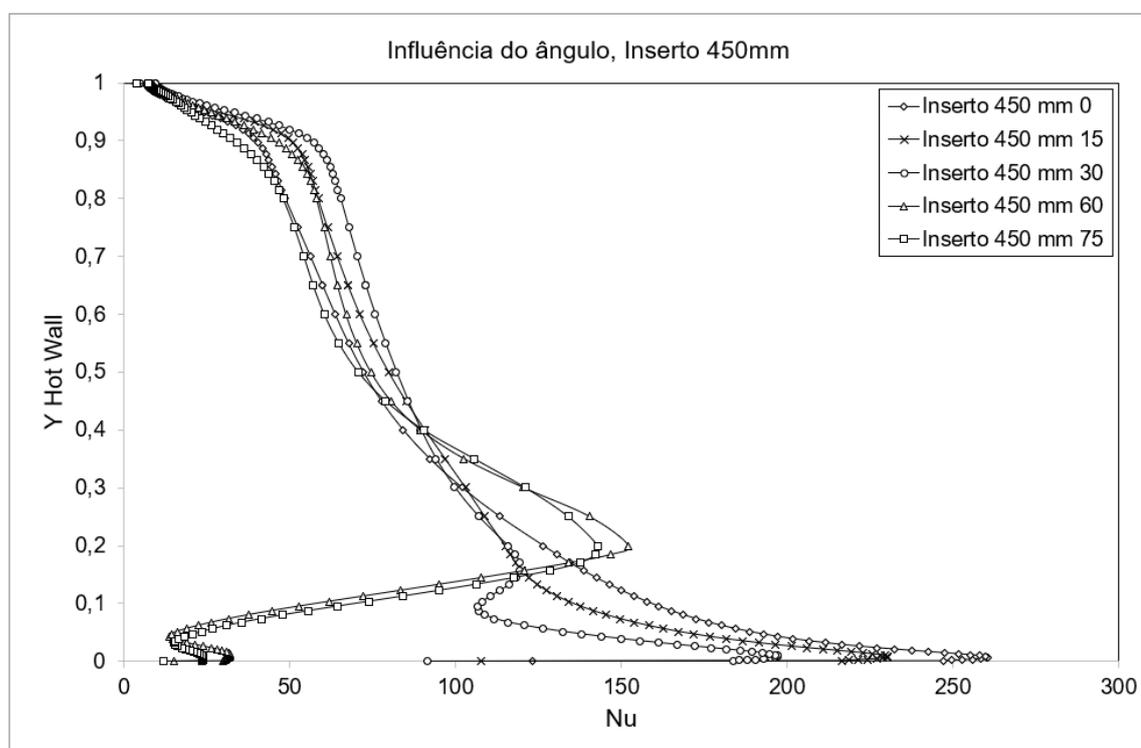
Fonte: Próprio Autor.

Figura 104 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 350mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



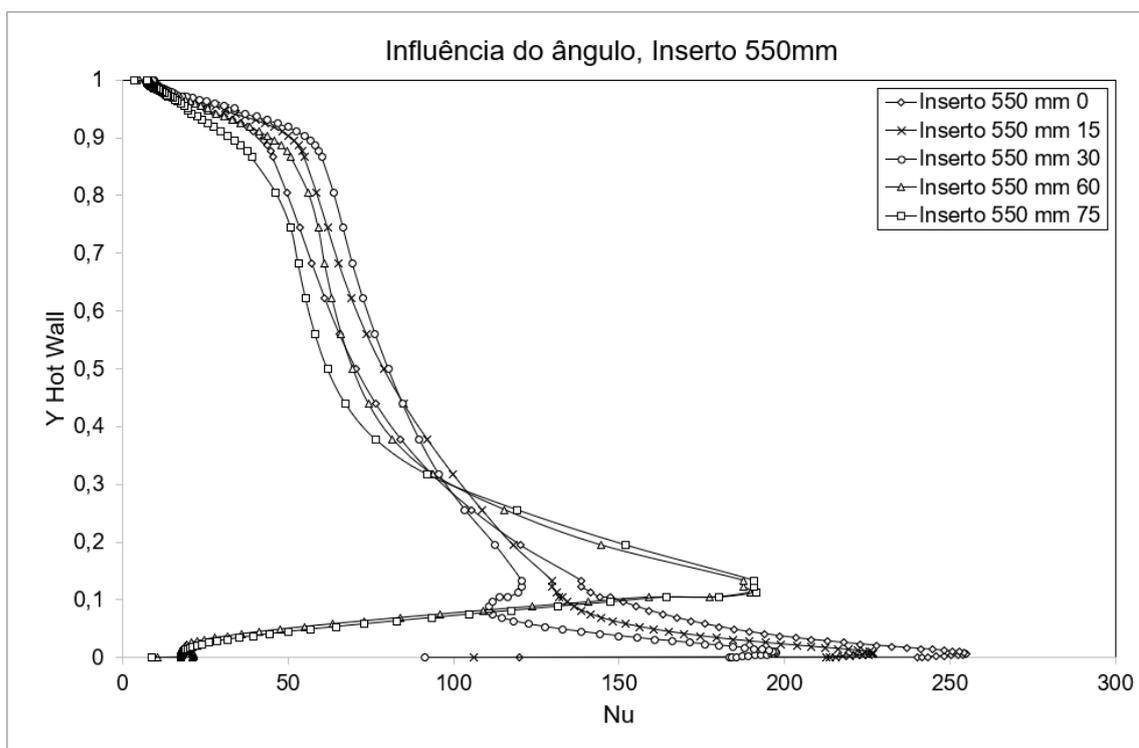
Fonte: Próprio autor

Figura 105 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 450mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



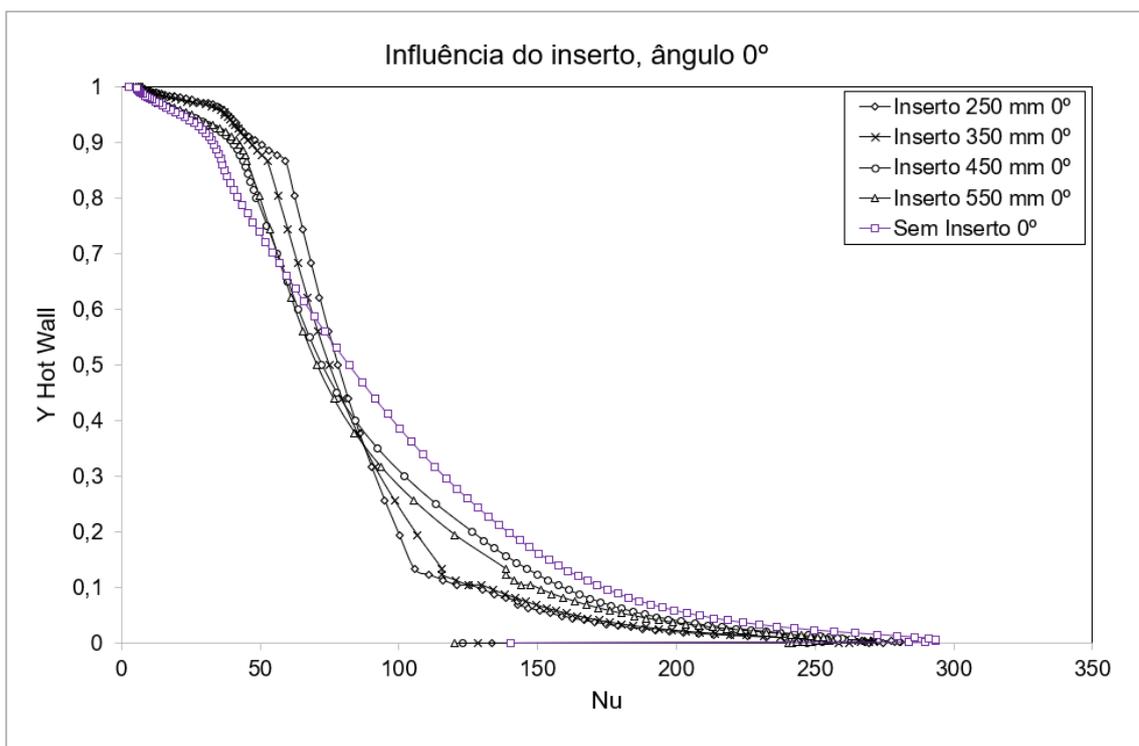
Fonte: Próprio autor

Figura 106 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 550mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



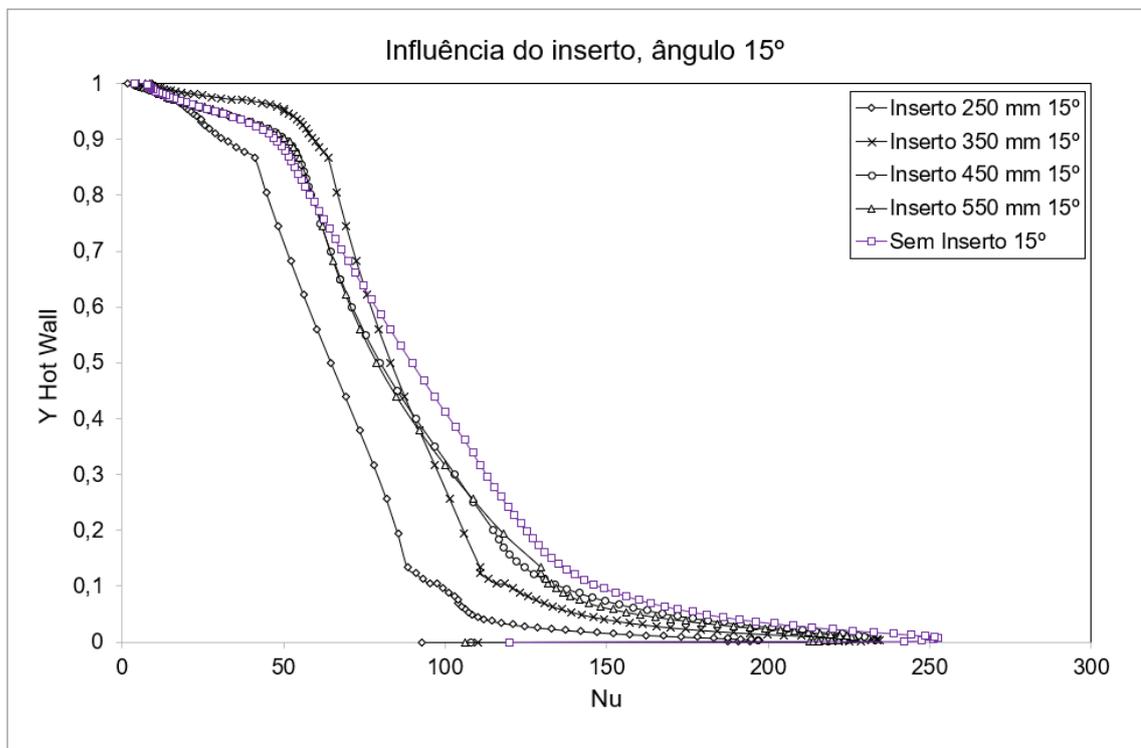
Fonte: Próprio autor

Figura 107 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 0° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



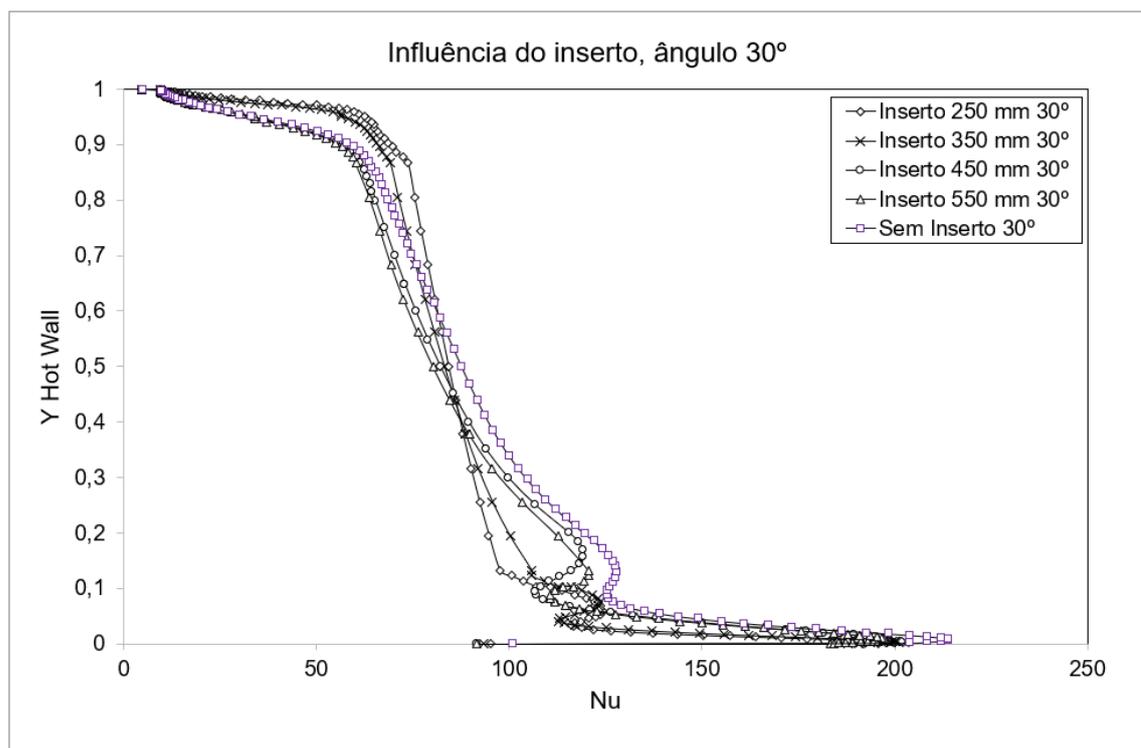
Fonte: Próprio autor

Figura 108 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 15° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



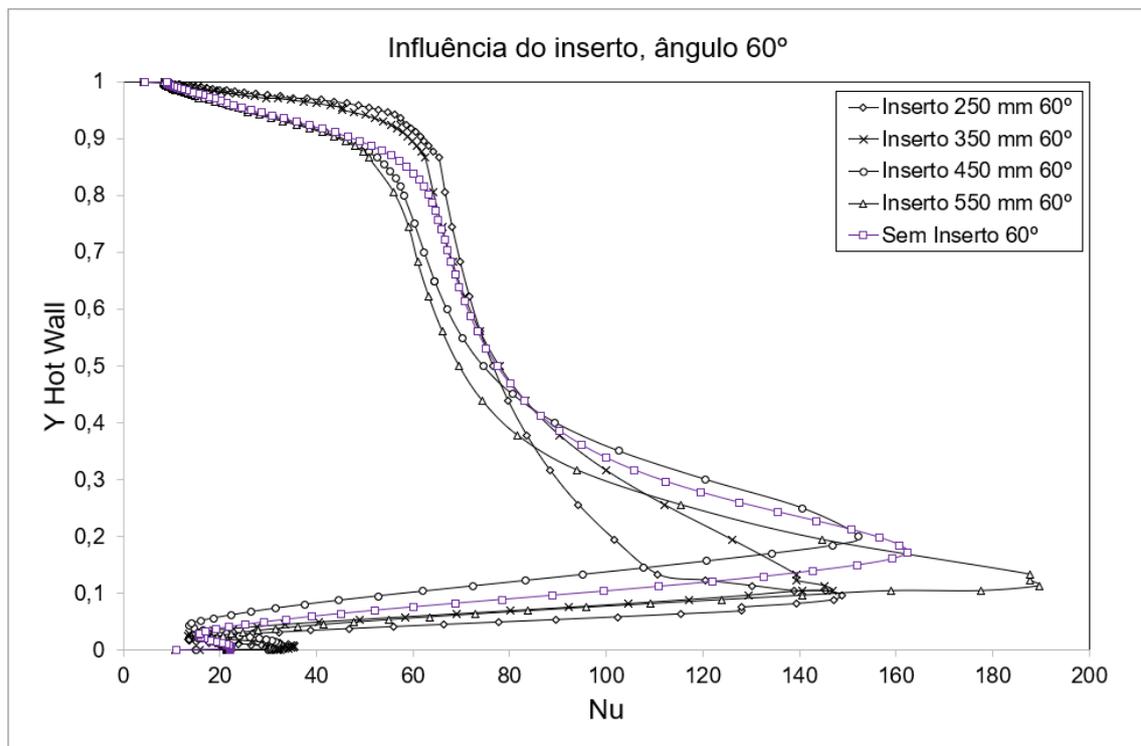
Fonte: Próprio autor

Figura 109 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 30° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



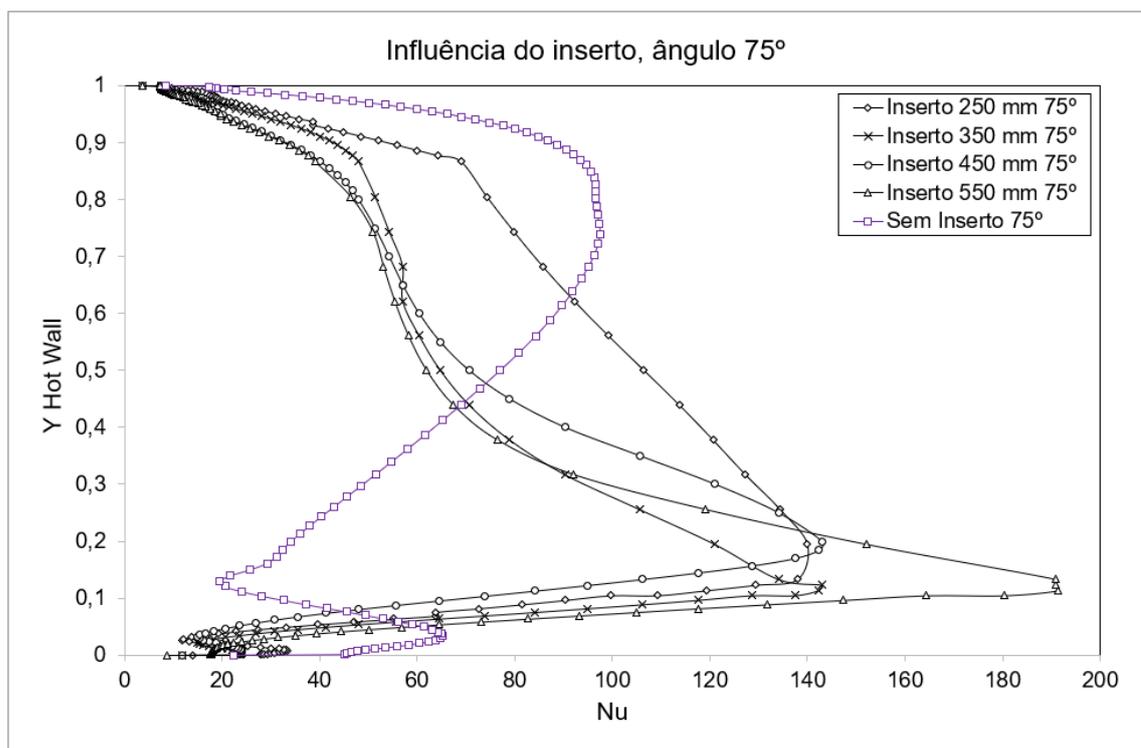
Fonte: Próprio autor

Figura 110 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 60° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.

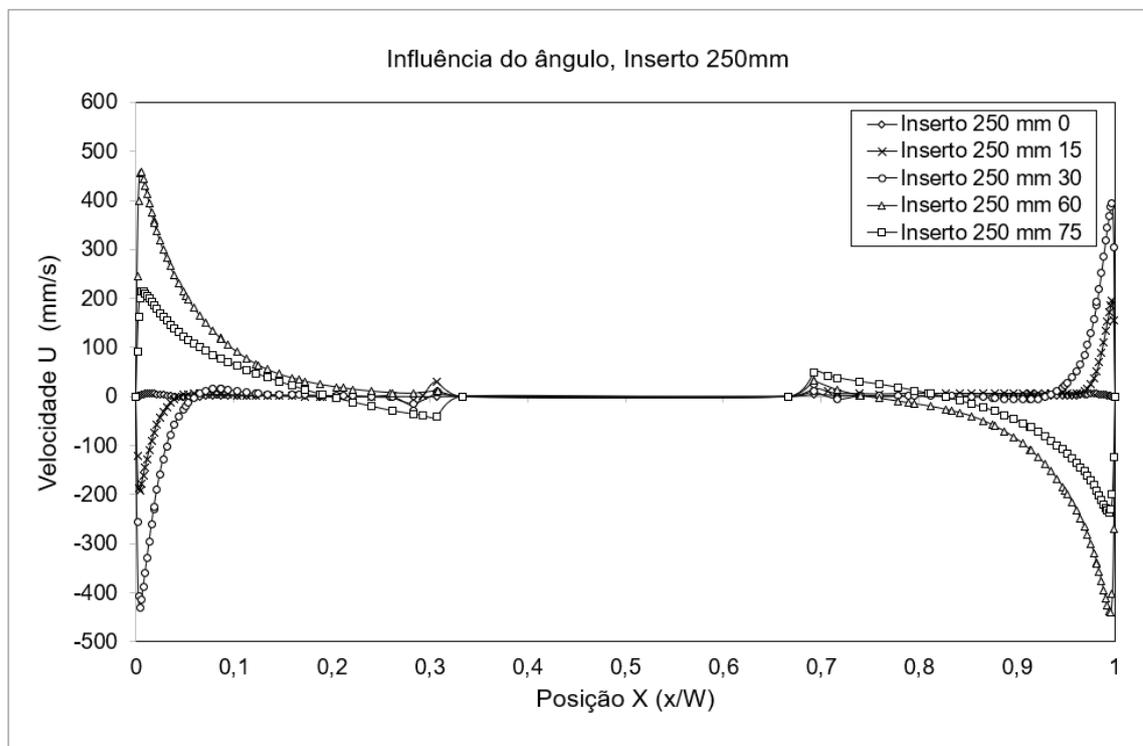


Fonte: Próprio autor

Figura 111 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 75° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.

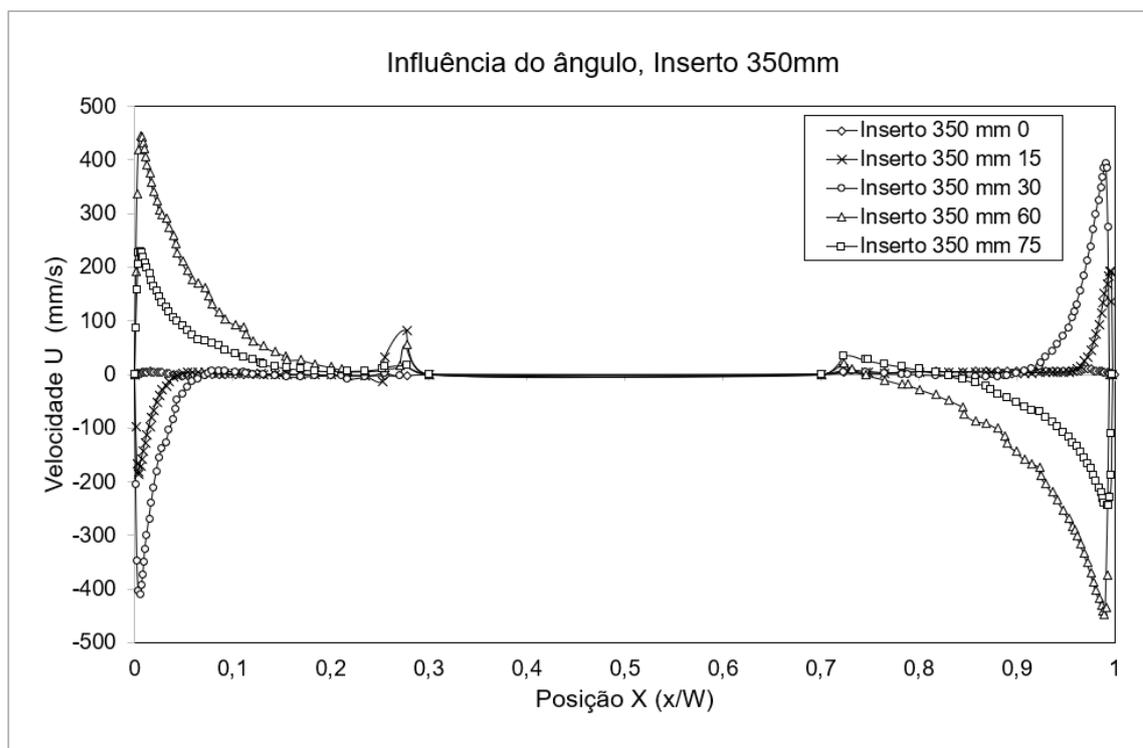


Fonte: Próprio autor

B.4 PERFIS DE VELOCIDADES HORIZONTAL E VERTICAL - $Ra = 7,5 \cdot 10^9$ Figura 112 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 250mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.

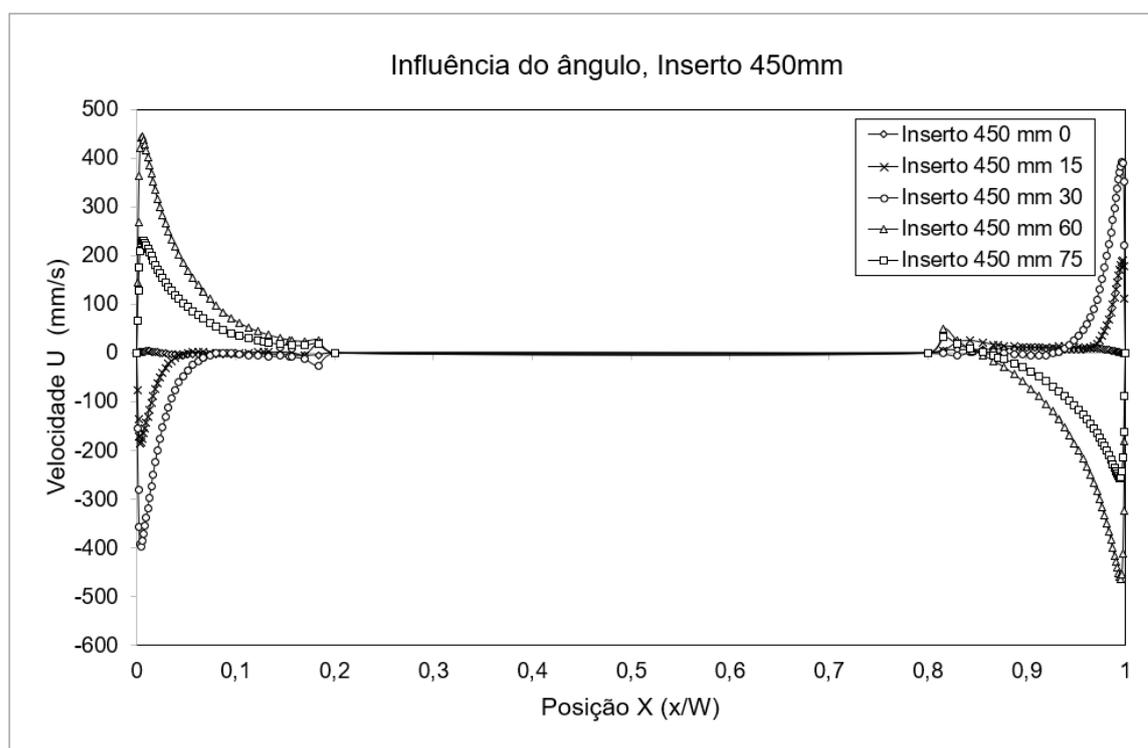
Fonte: Próprio autor

Figura 113 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 350mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



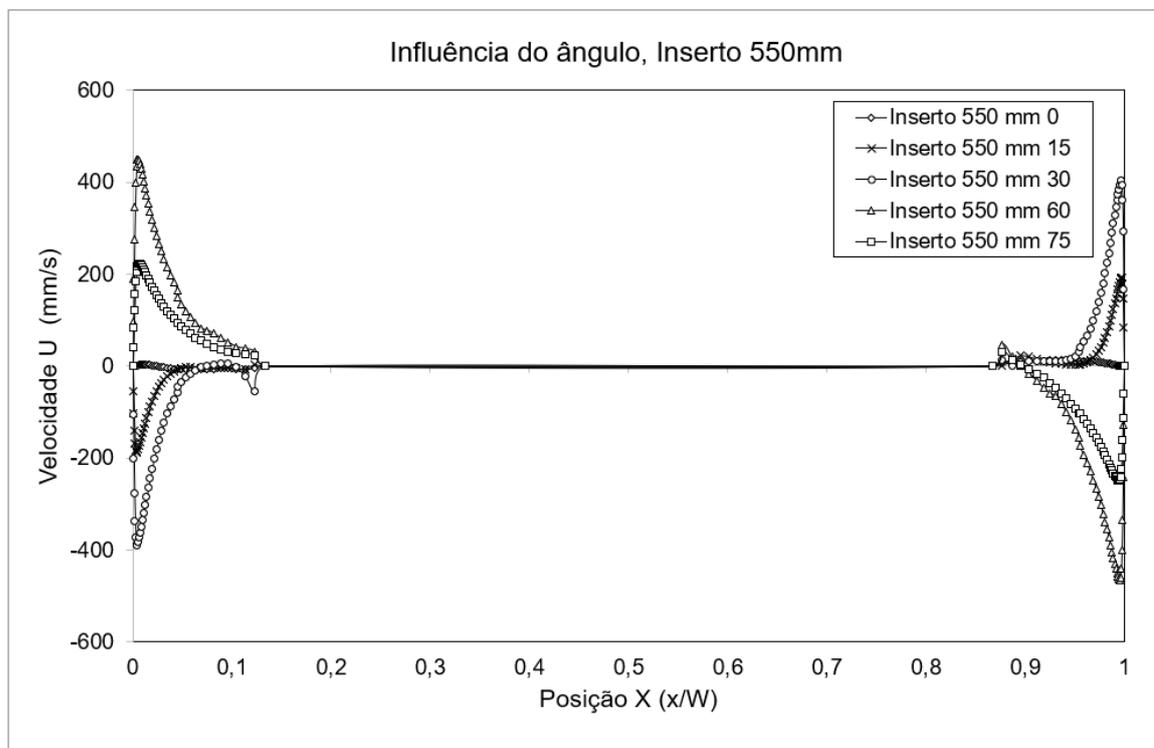
Fonte: Próprio autor

Figura 114 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 450mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



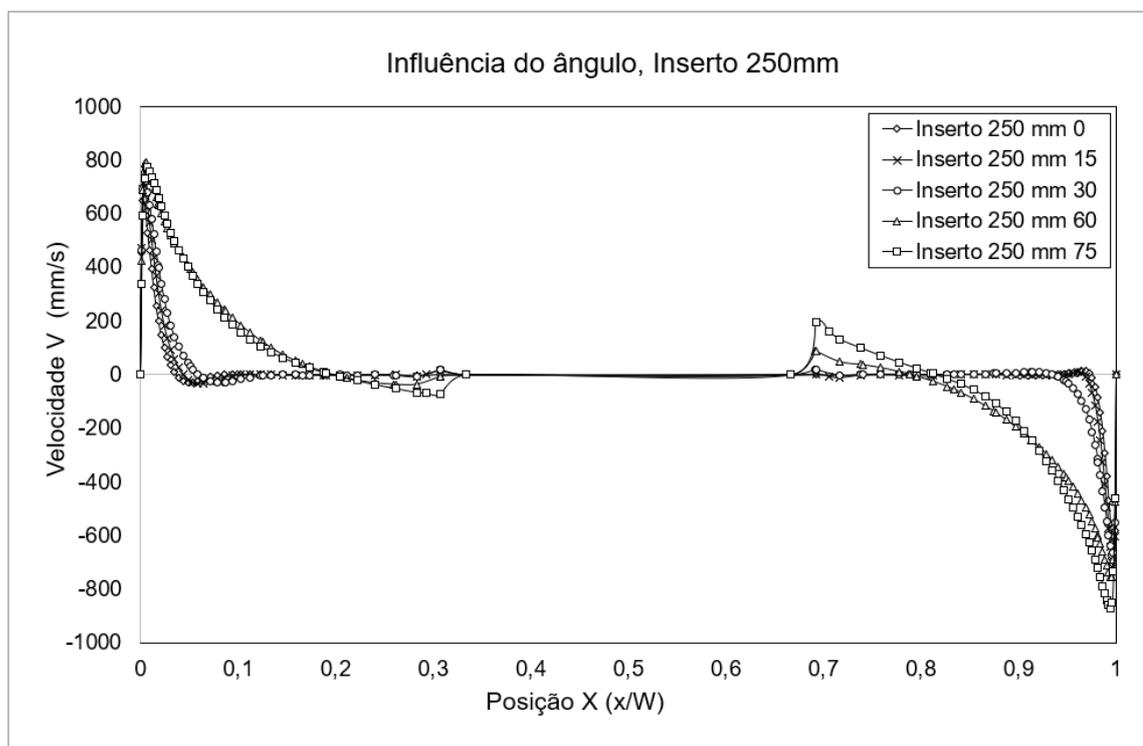
Fonte: Próprio autor

Figura 115 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 550mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



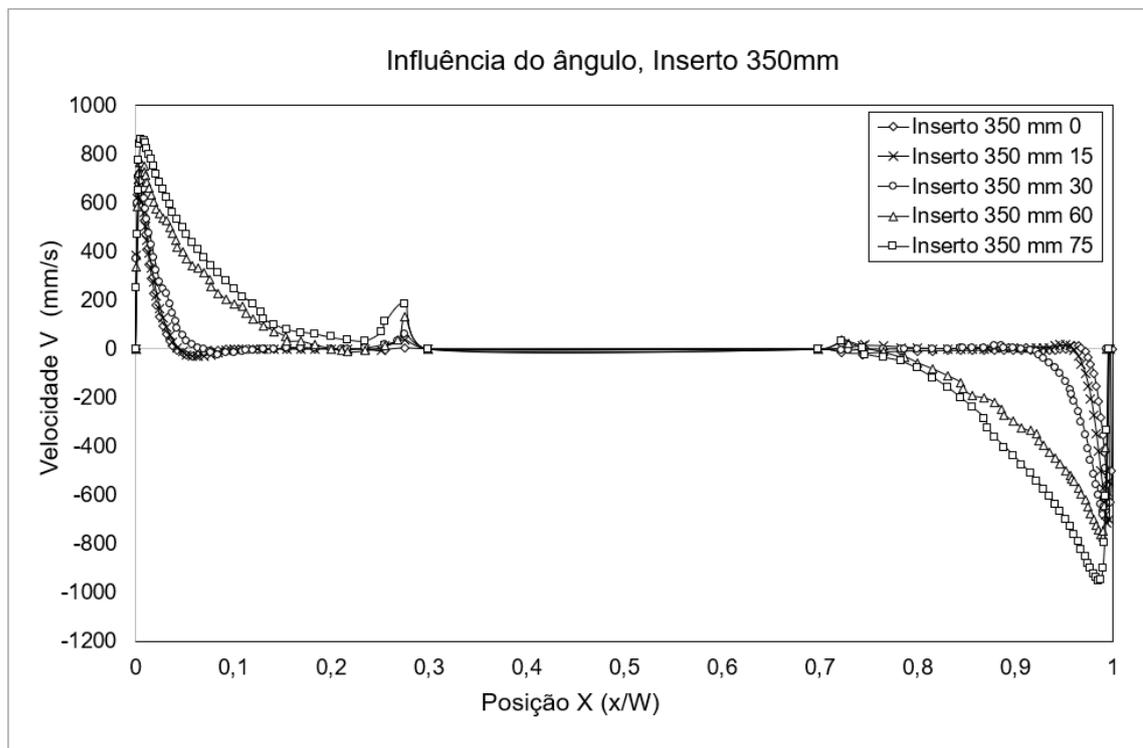
Fonte: Próprio autor

Figura 116 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 250mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



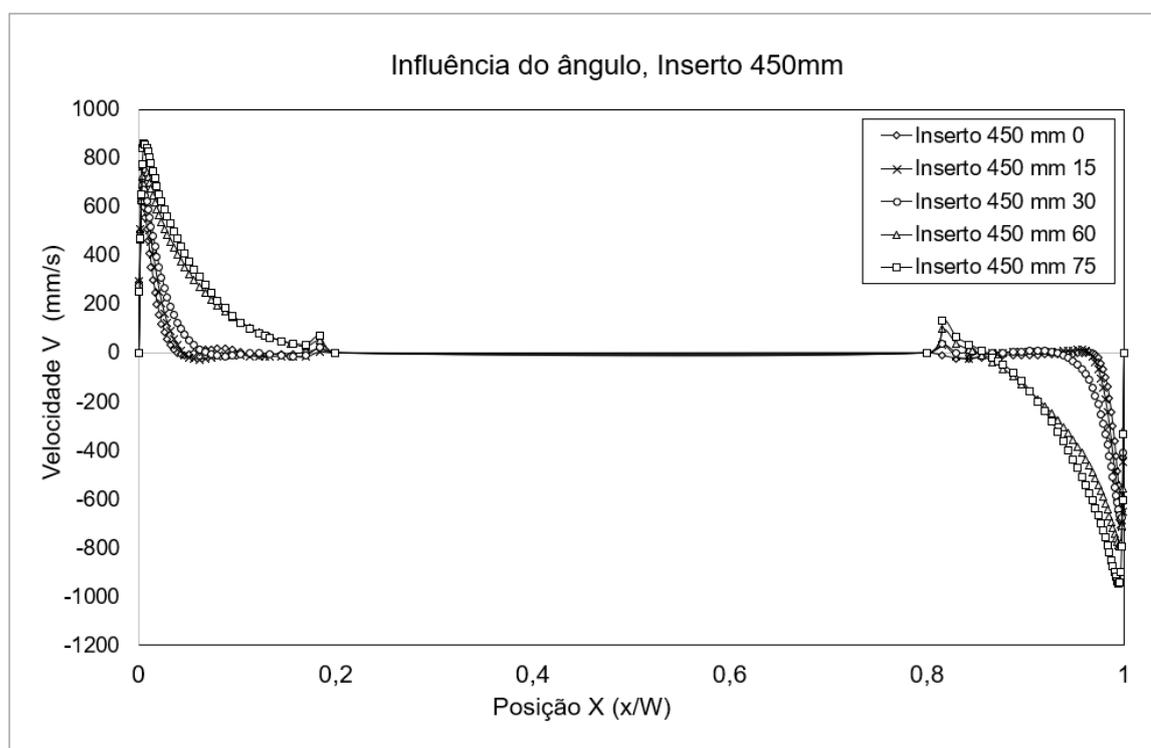
Fonte: Próprio autor

Figura 117 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 350mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



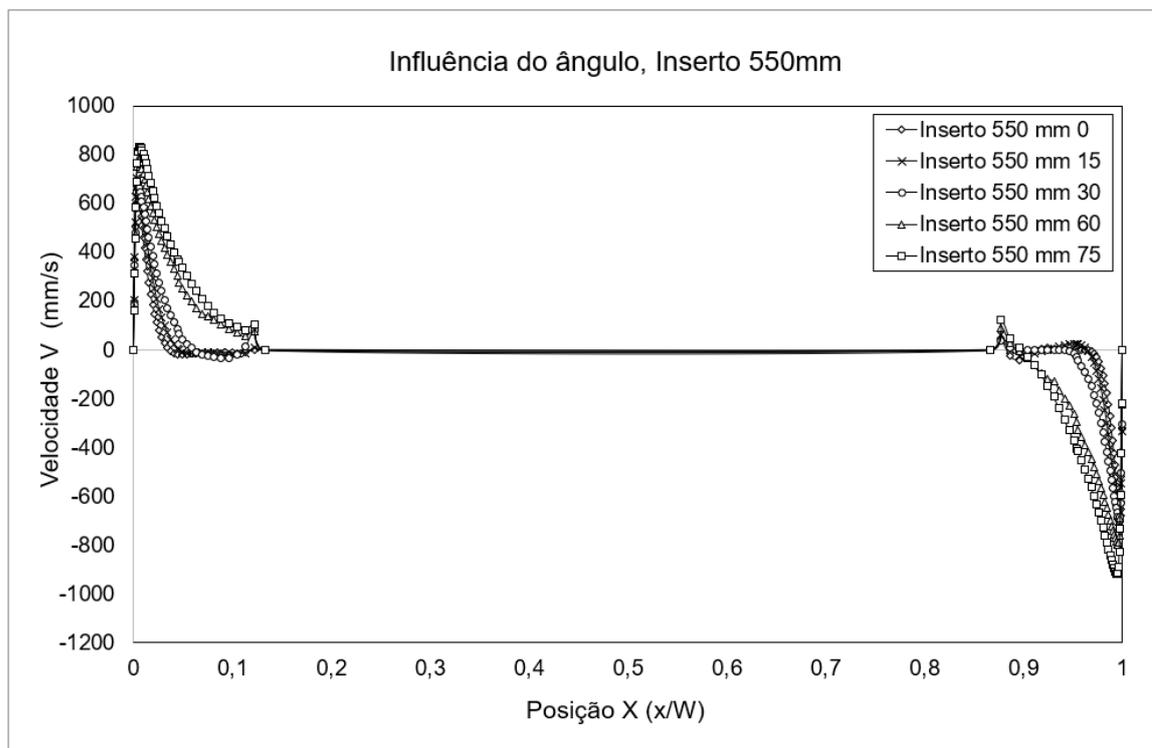
Fonte: Próprio autor

Figura 118 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 450mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



Fonte: Próprio autor

Figura 119 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 550mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



Fonte: Próprio autor

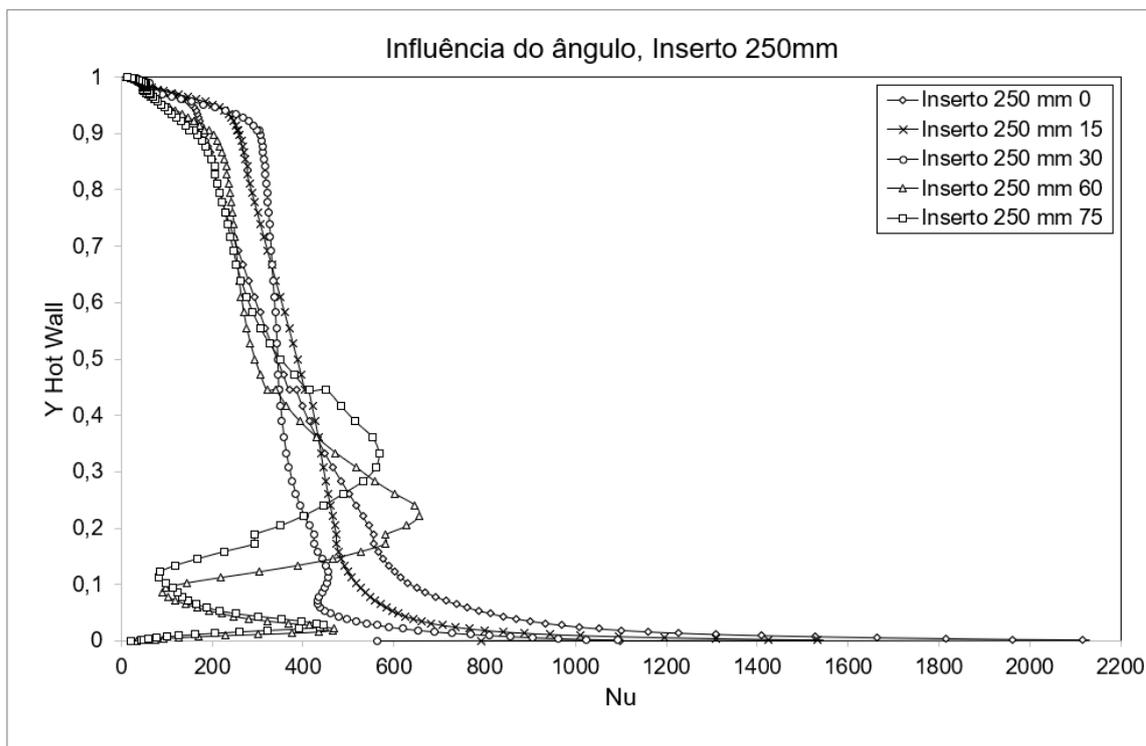
B.5 NUSSELT LOCAL EM FUNÇÃO DO TAMANHO DO INSERTO E ROTAÇÃO - $Ra = 7,5 \cdot 10^9$

Tabela 21 – Consolidação de resultados de Nusselt médio - Inserto Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.

Nusselt Médio - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$					
Ângulo	0°	15°	30°	60°	75°
Sem inserto	418,80	377,72	340,41	346,95	369,74
250mm	394,20	392,27	355,18	308,26	294,28
350mm	364,30	363,49	333,48	290,81	263,78
450mm	337,82	331,83	308,27	276,36	267,97
550mm	317,30	312,48	296,98	268,75	257,84

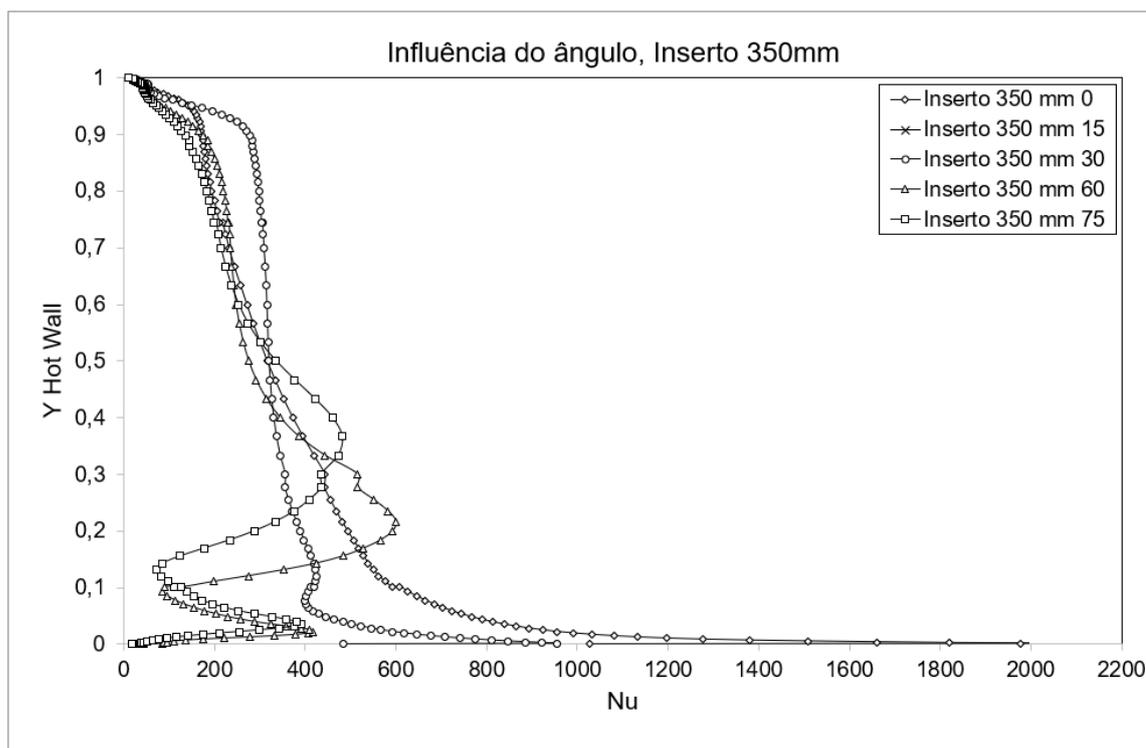
Fonte: Próprio Autor.

Figura 120 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 250mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



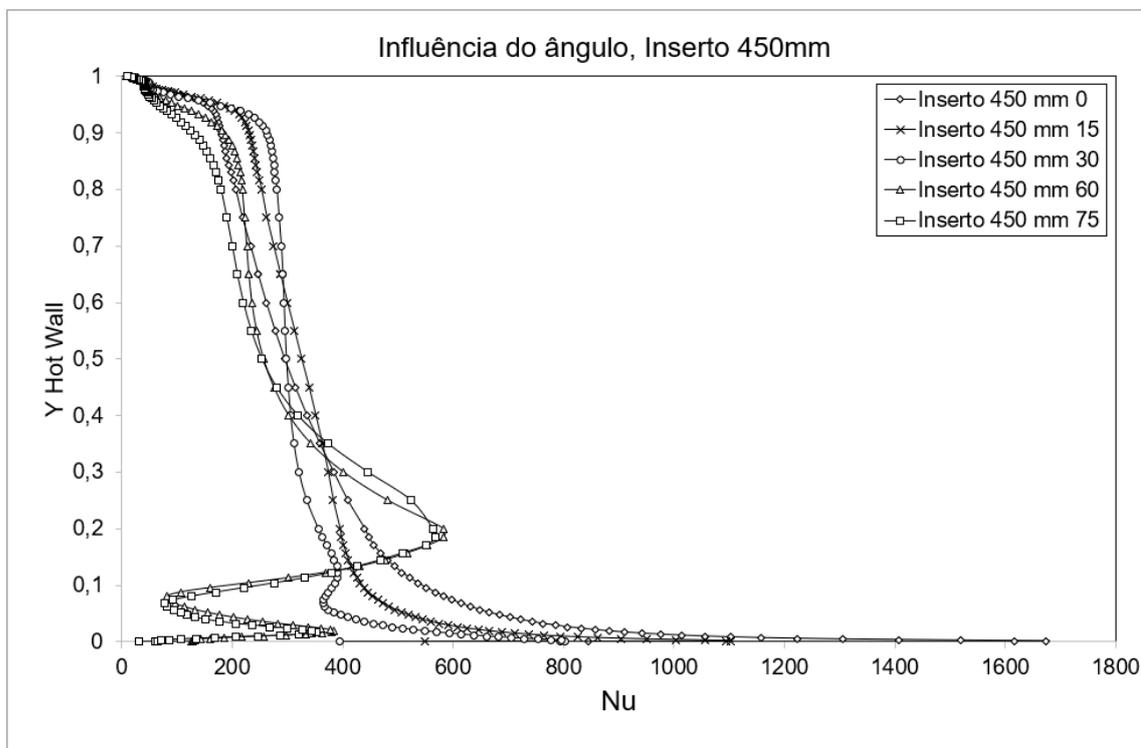
Fonte: Próprio autor

Figura 121 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 350mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



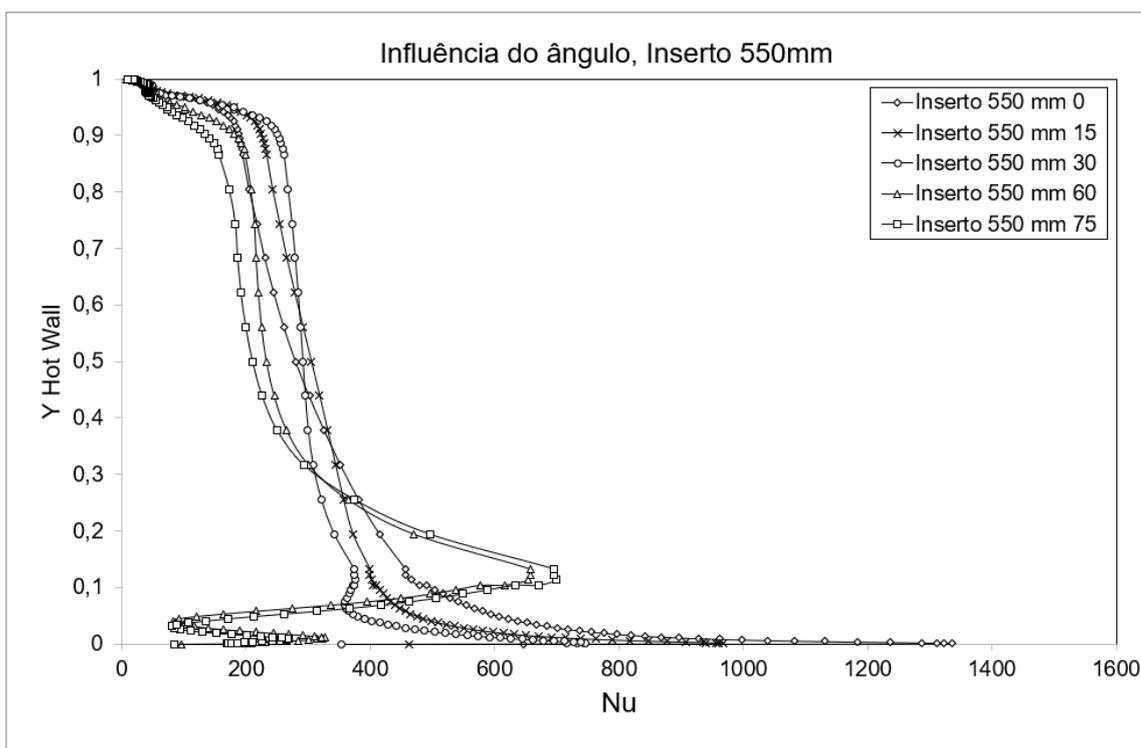
Fonte: Próprio autor

Figura 122 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 450mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



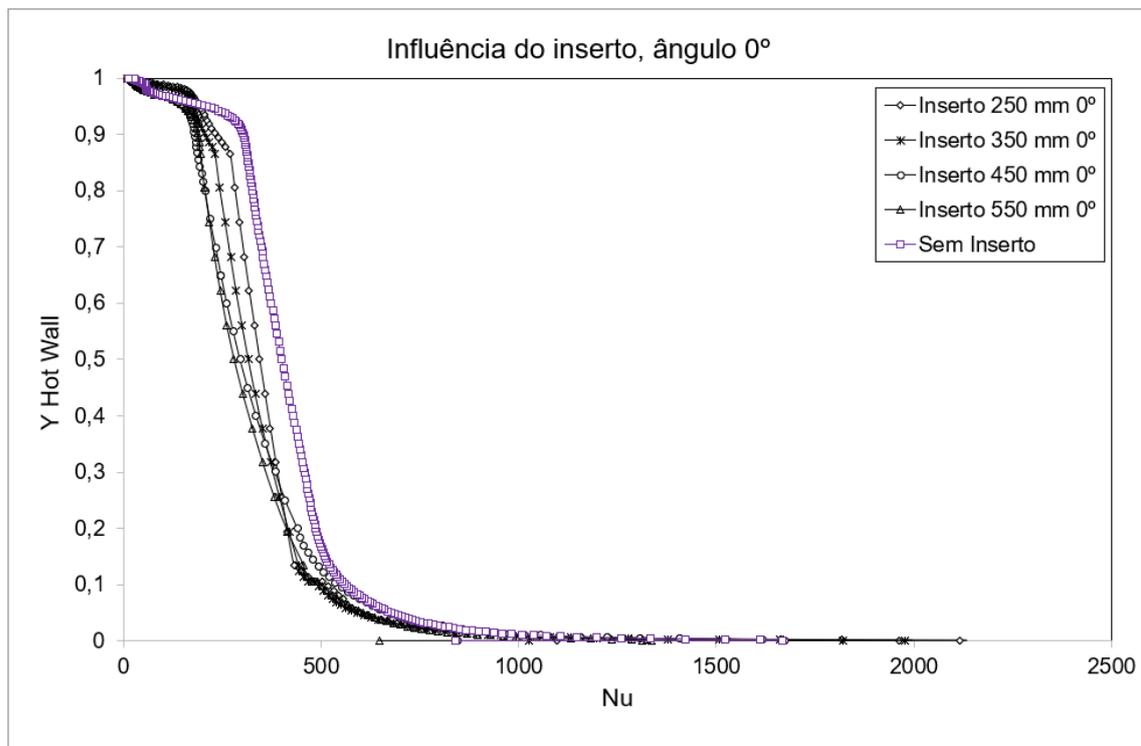
Fonte: Próprio autor

Figura 123 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 550mm - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



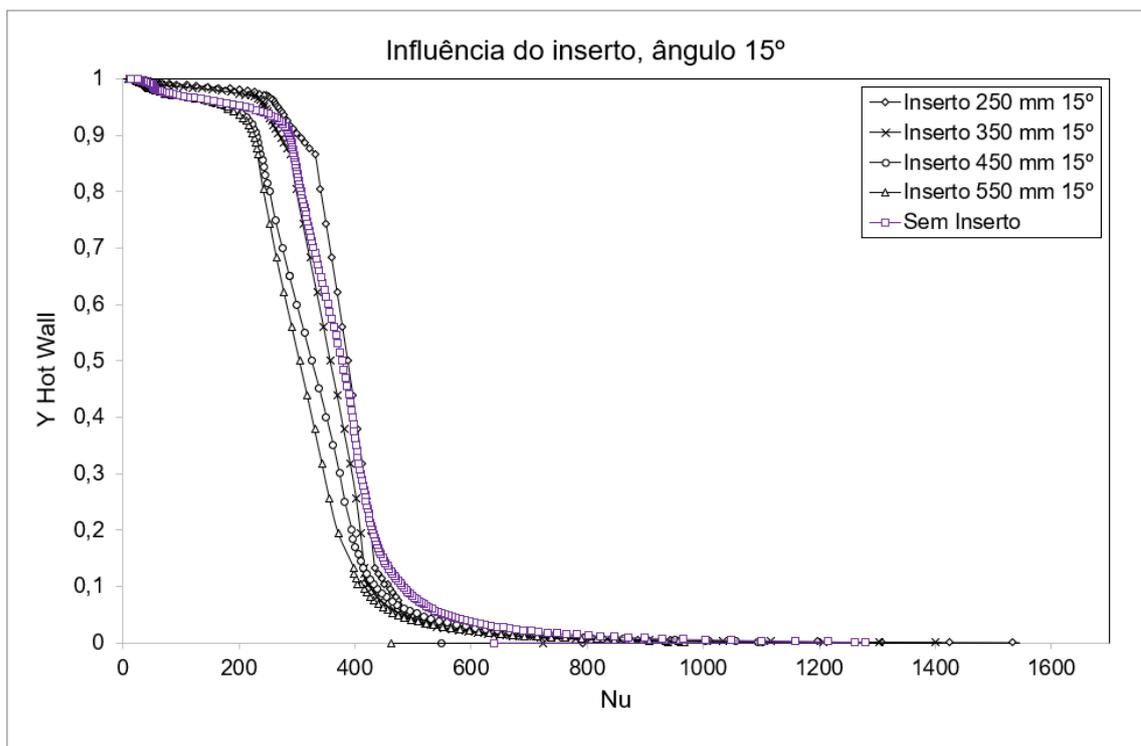
Fonte: Próprio autor

Figura 124 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 0° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



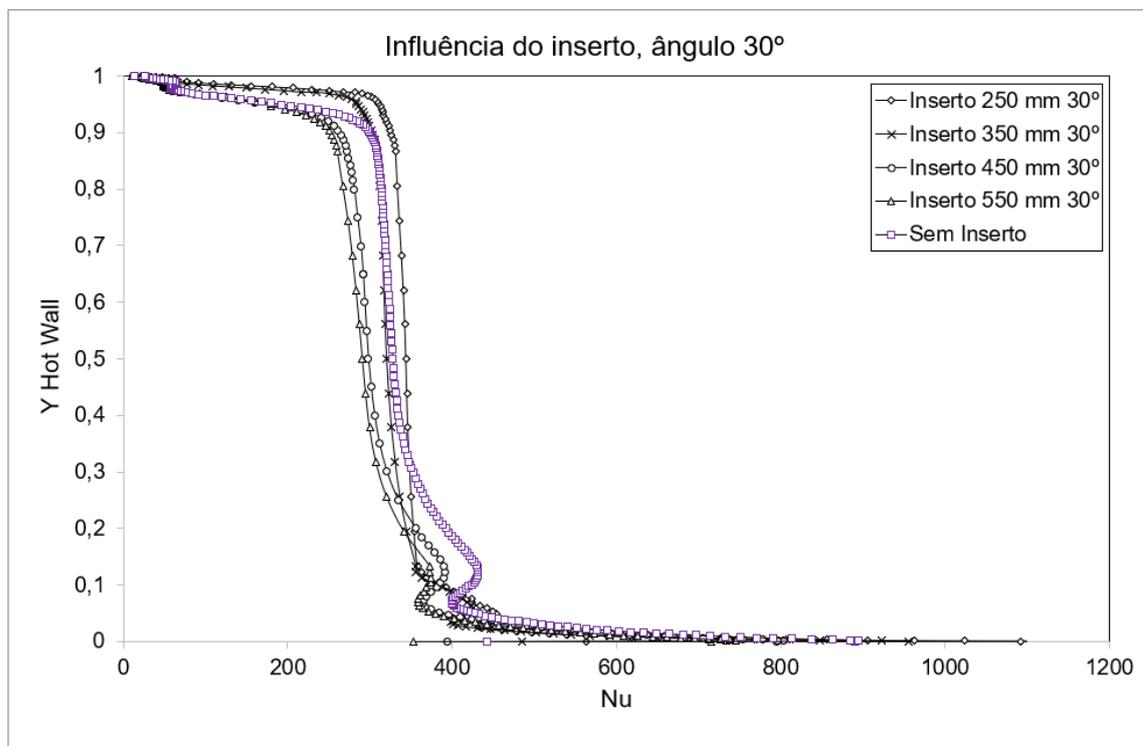
Fonte: Próprio autor

Figura 125 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 15° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



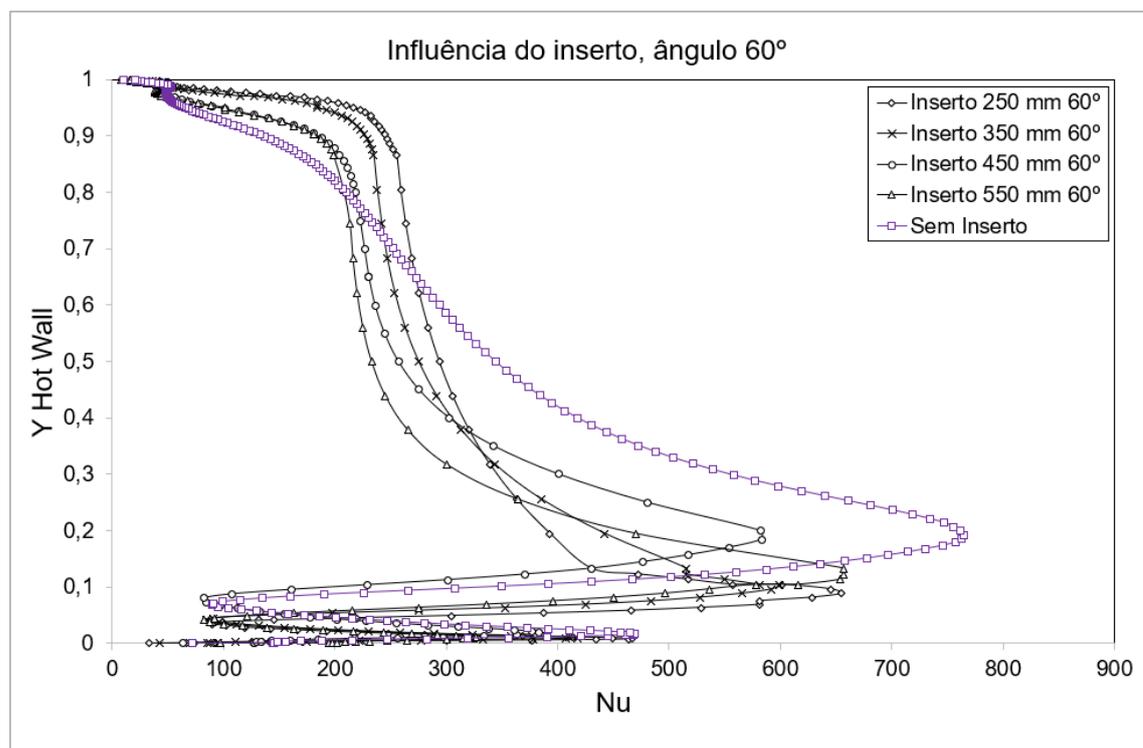
Fonte: Próprio autor

Figura 126 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 30° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



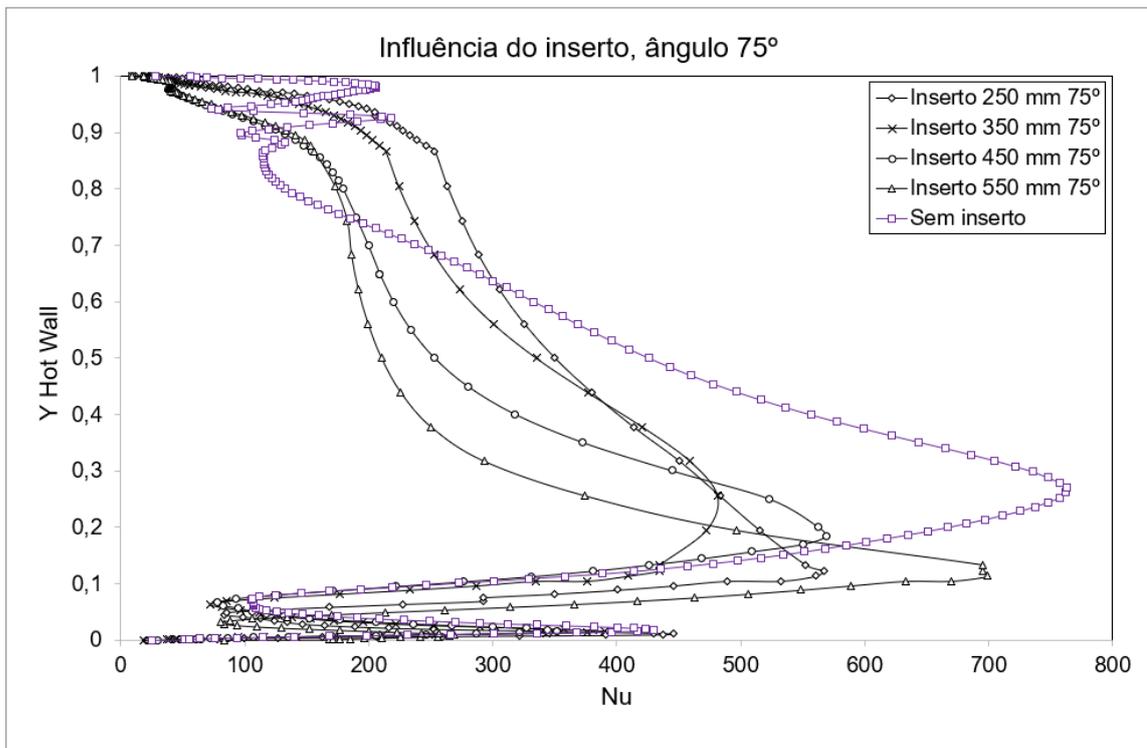
Fonte: Próprio autor

Figura 127 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 60° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



Fonte: Próprio autor

Figura 128 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 75° - Condutivo $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.

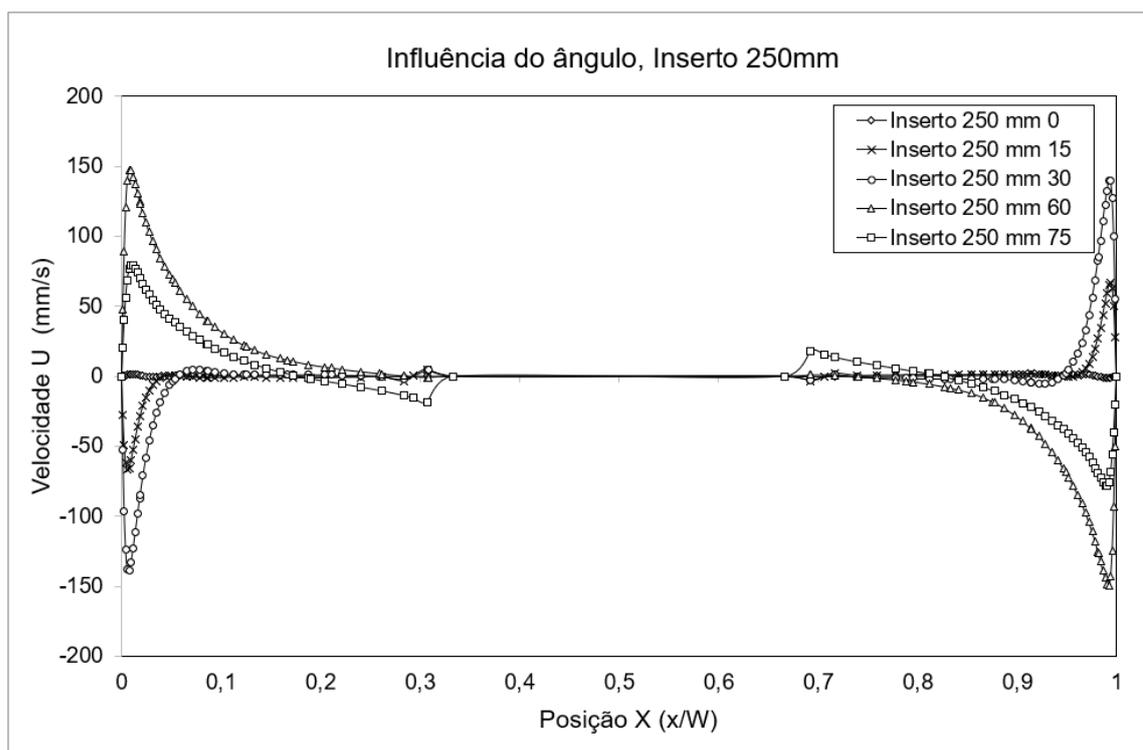


Fonte: Próprio autor

APÊNDICE C – GRÁFICOS DE PERFIS DE VELOCIDADE E Nu_L PARA Ra DE DIFERENTES ORDENS - INSERTO ADIABÁTICO.

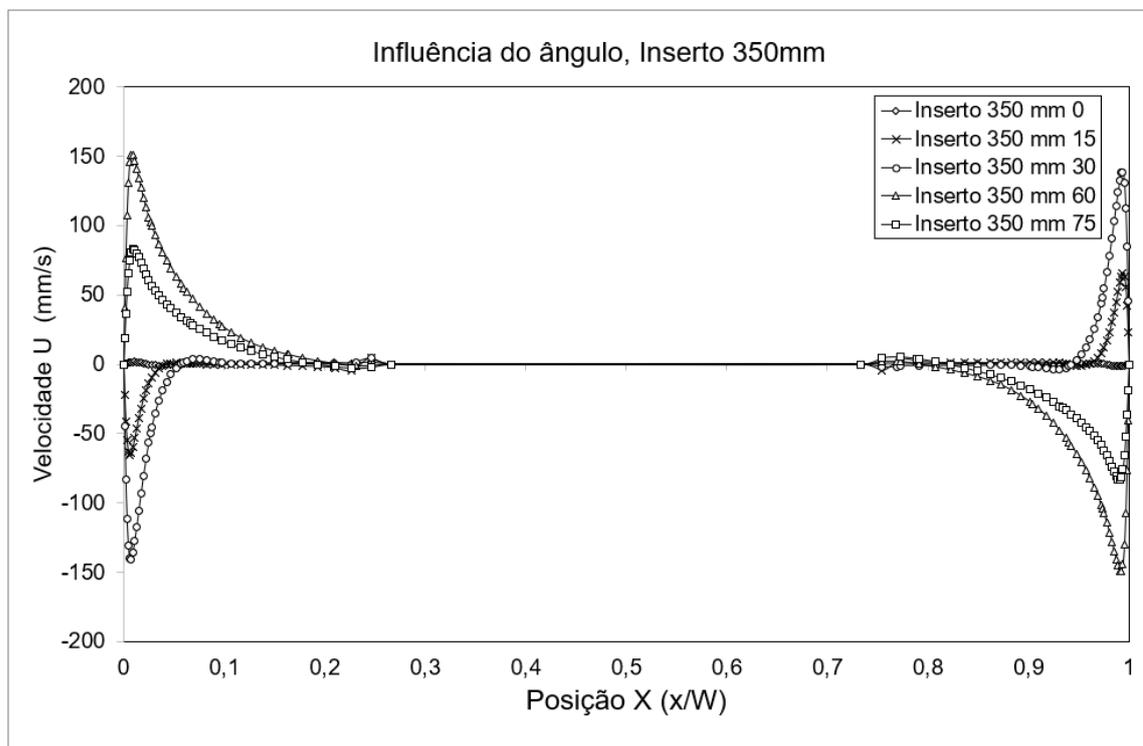
C.1 PERFIS DE VELOCIDADES HORIZONTAL - $Ra = 7,5 \cdot 10^8$

Figura 129 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 250mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^8$.



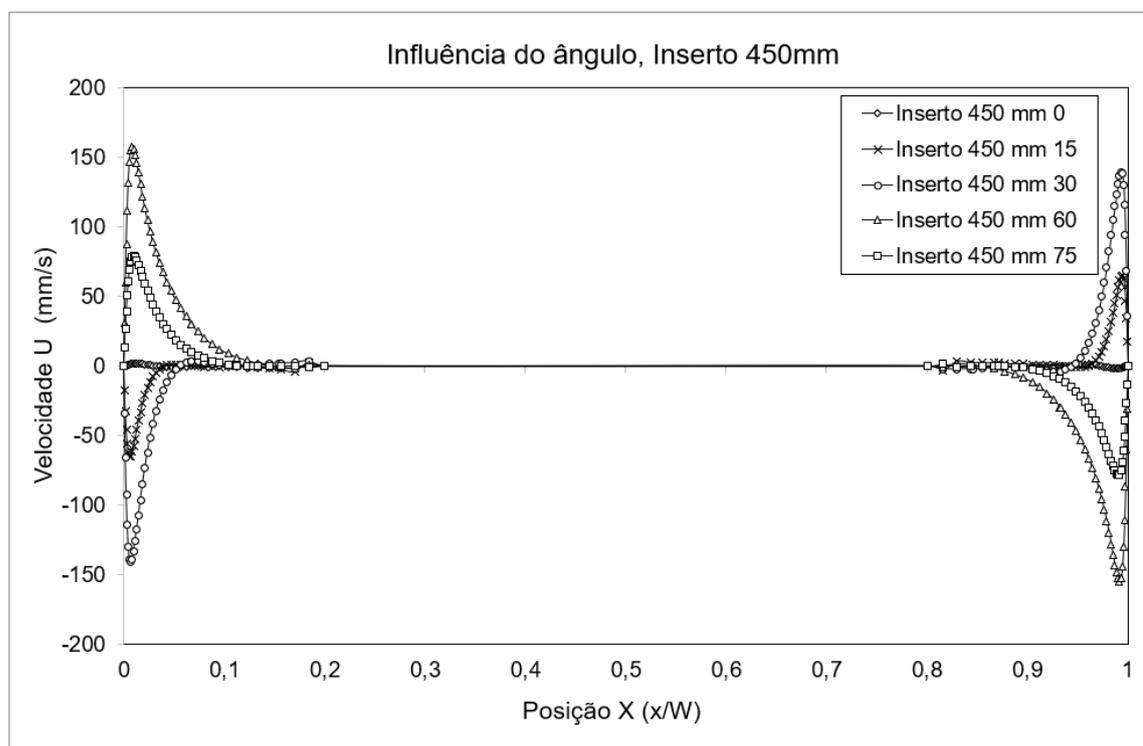
Fonte: Próprio autor

Figura 130 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 350mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^8$.



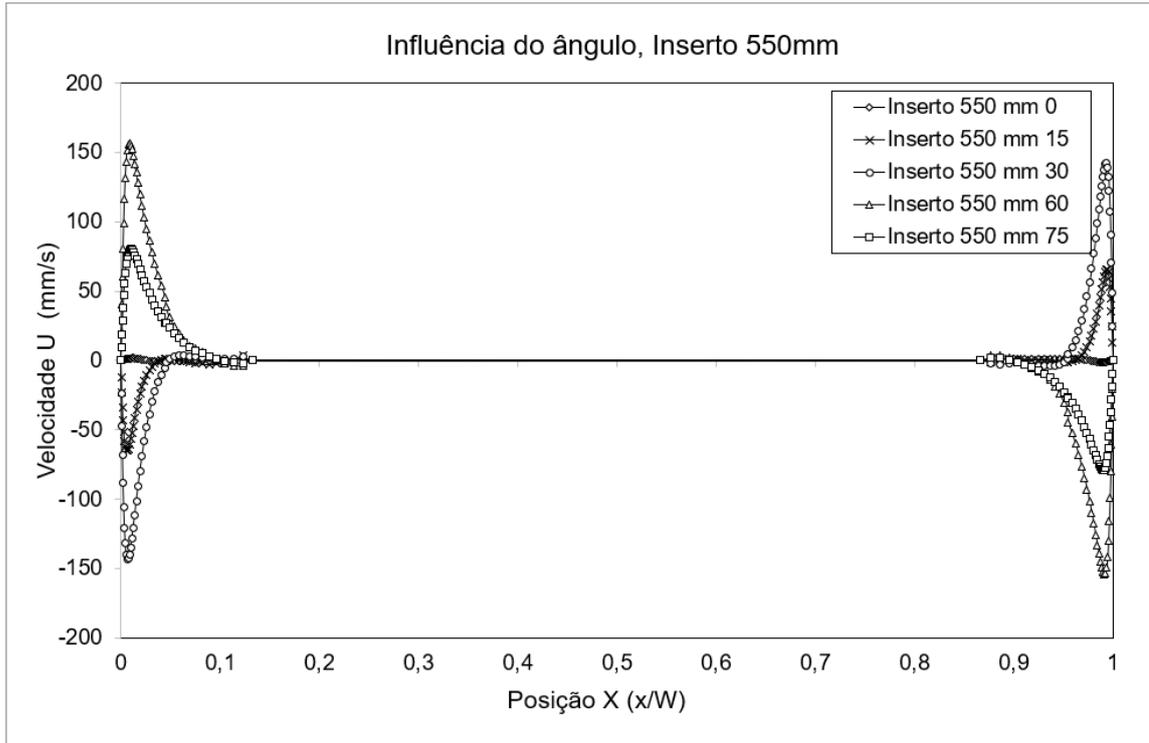
Fonte: Próprio autor

Figura 131 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 450mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^8$.



Fonte: Próprio autor

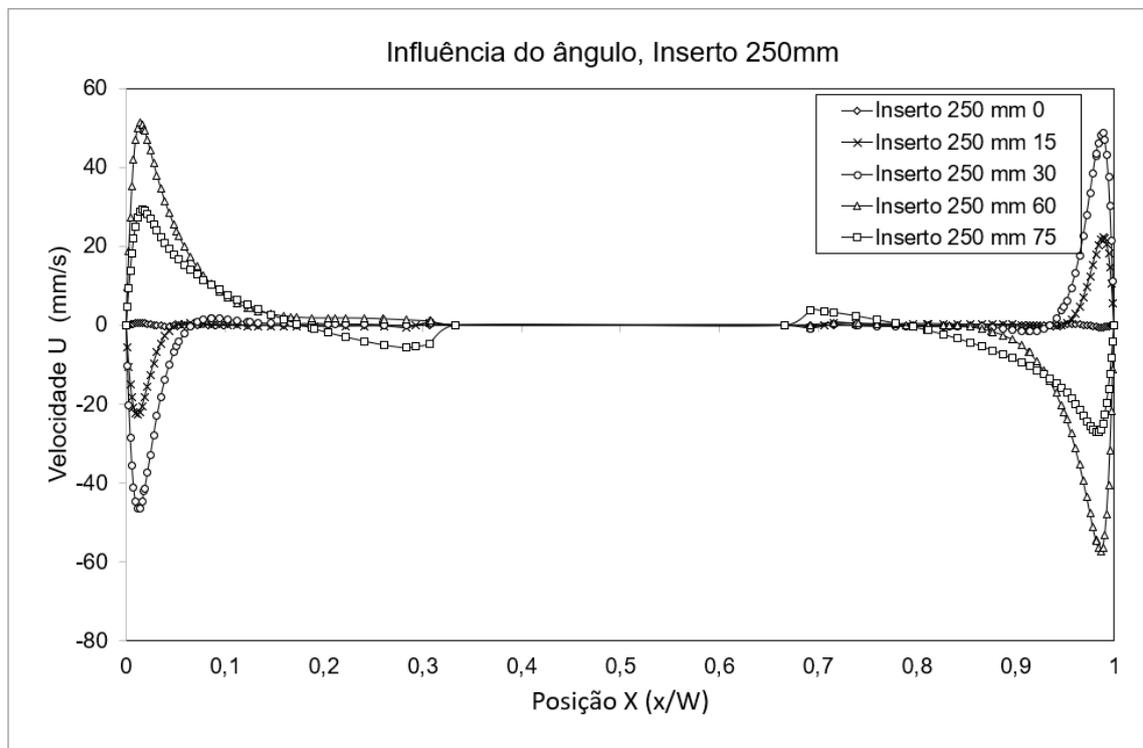
Figura 132 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 550mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^8$.



Fonte: Próprio autor

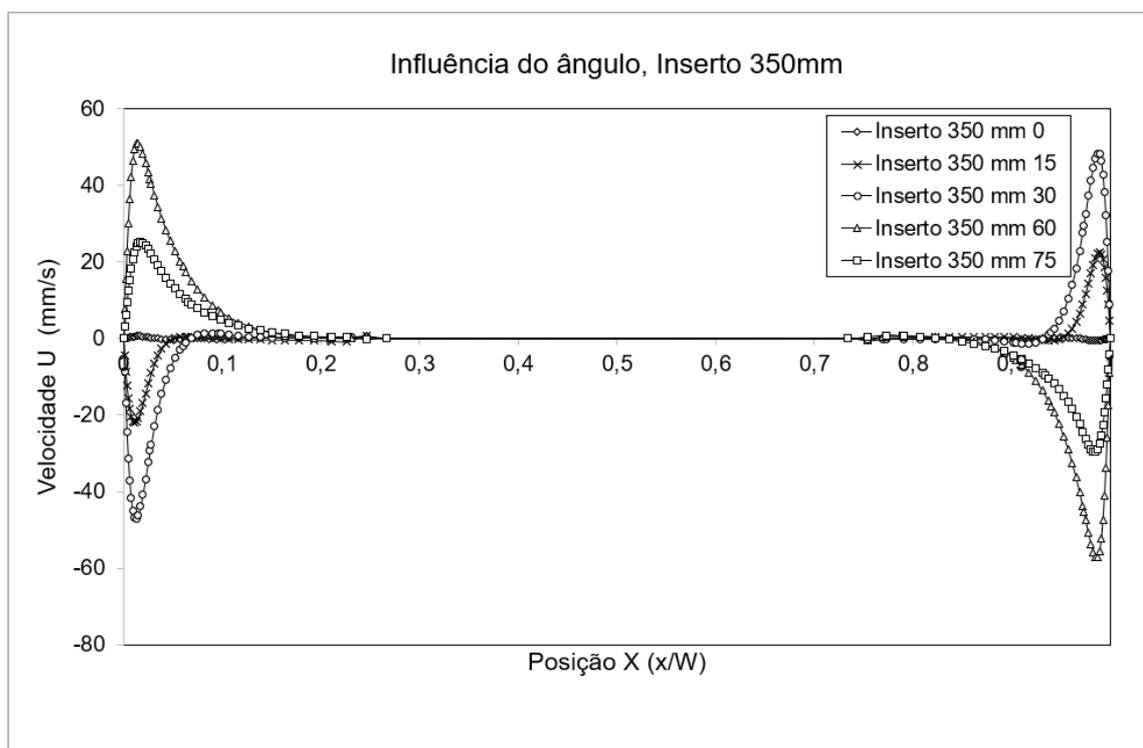
C.2 PERFIS DE VELOCIDADES HORIZONTAL E VERTICAL - $Ra = 7,5 \cdot 10^7$

Figura 133 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 250mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



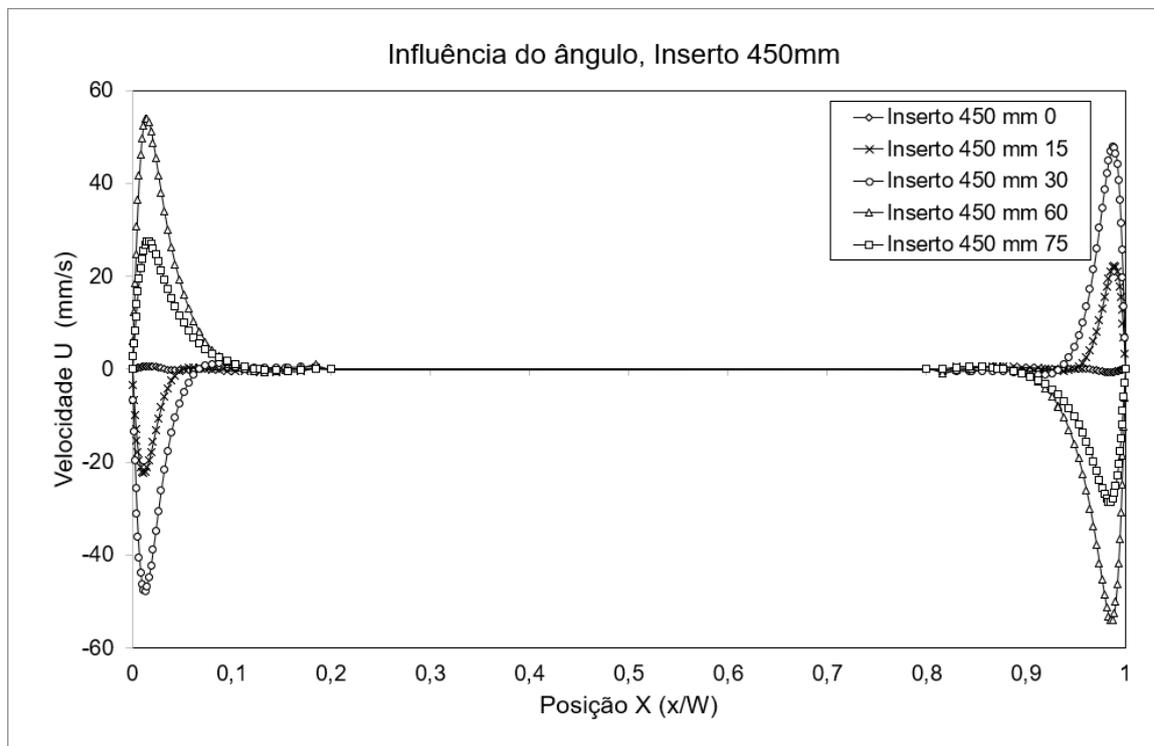
Fonte: Próprio autor

Figura 134 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 350mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



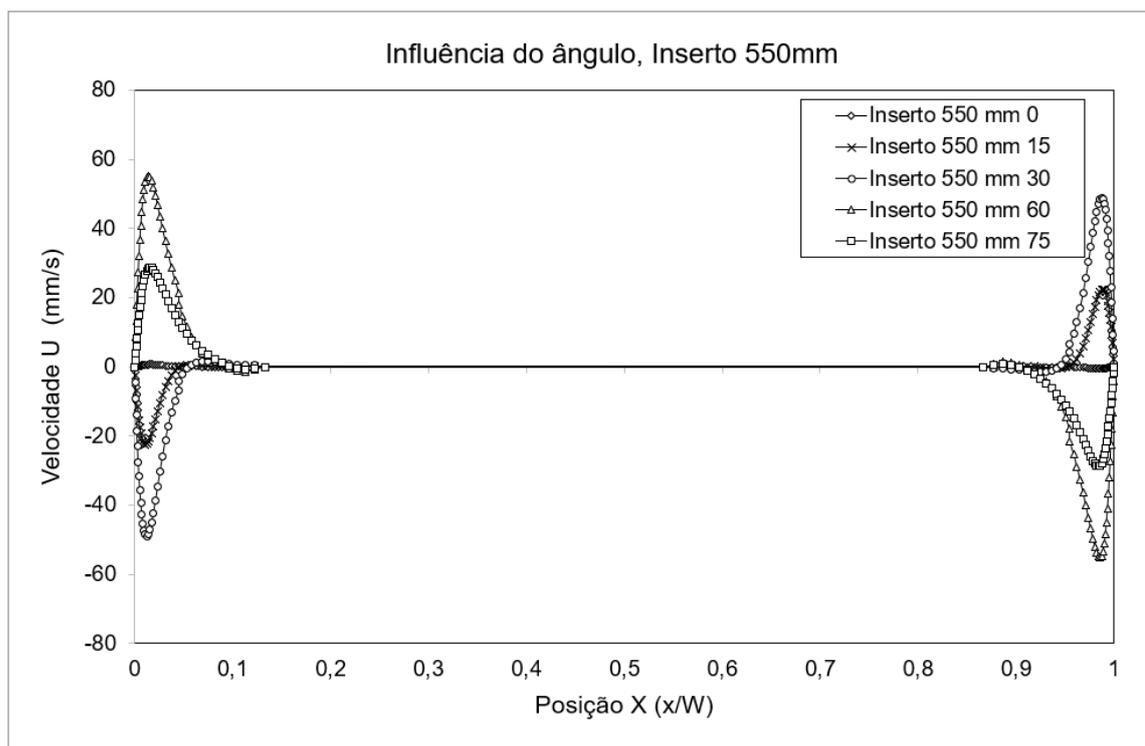
Fonte: Próprio autor

Figura 135 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 450mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



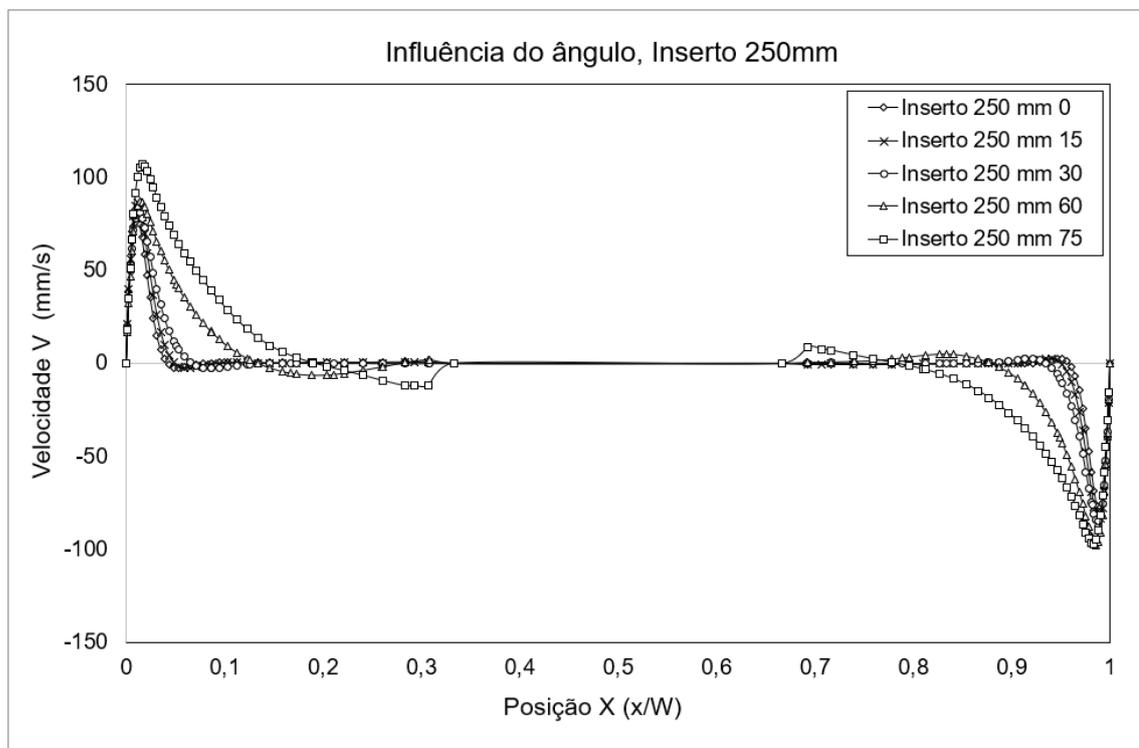
Fonte: Próprio autor

Figura 136 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 550mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



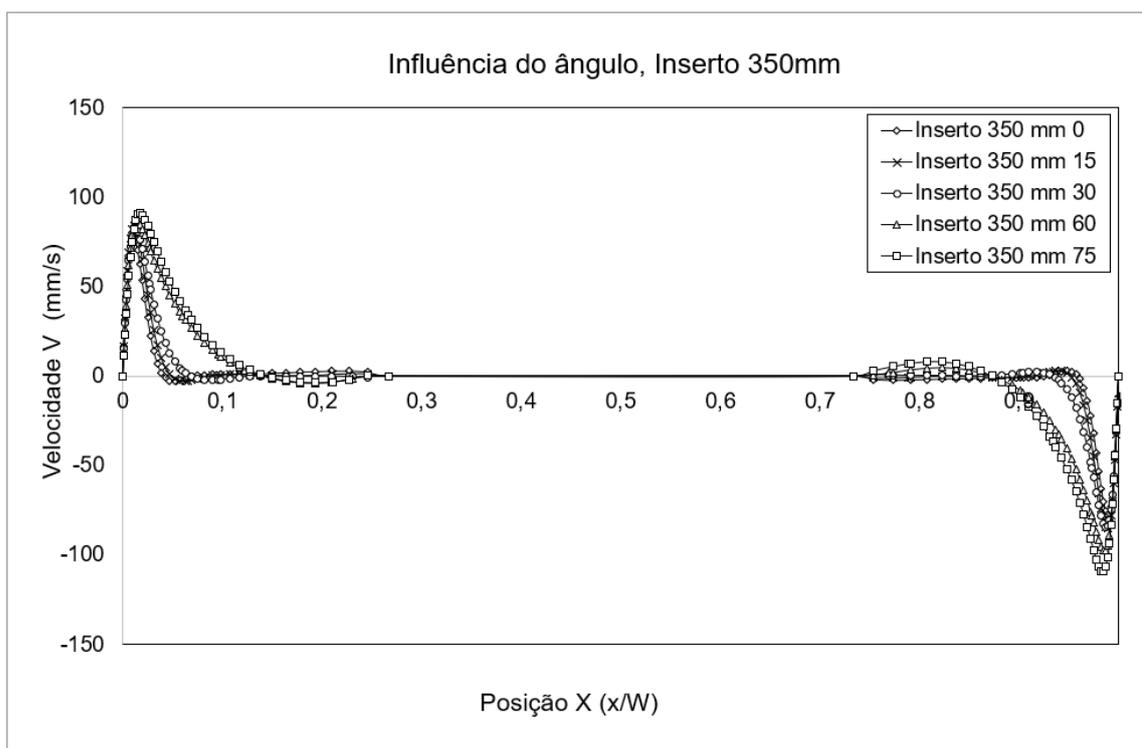
Fonte: Próprio autor

Figura 137 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 250mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



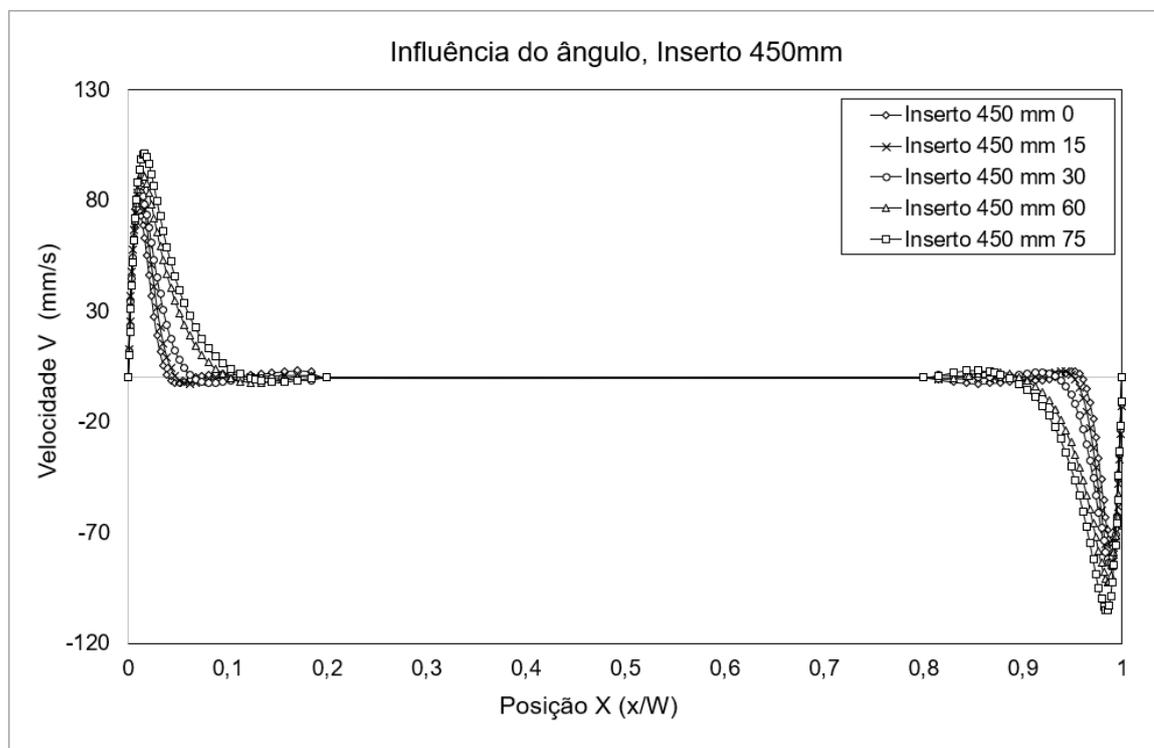
Fonte: Próprio autor

Figura 138 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 350mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



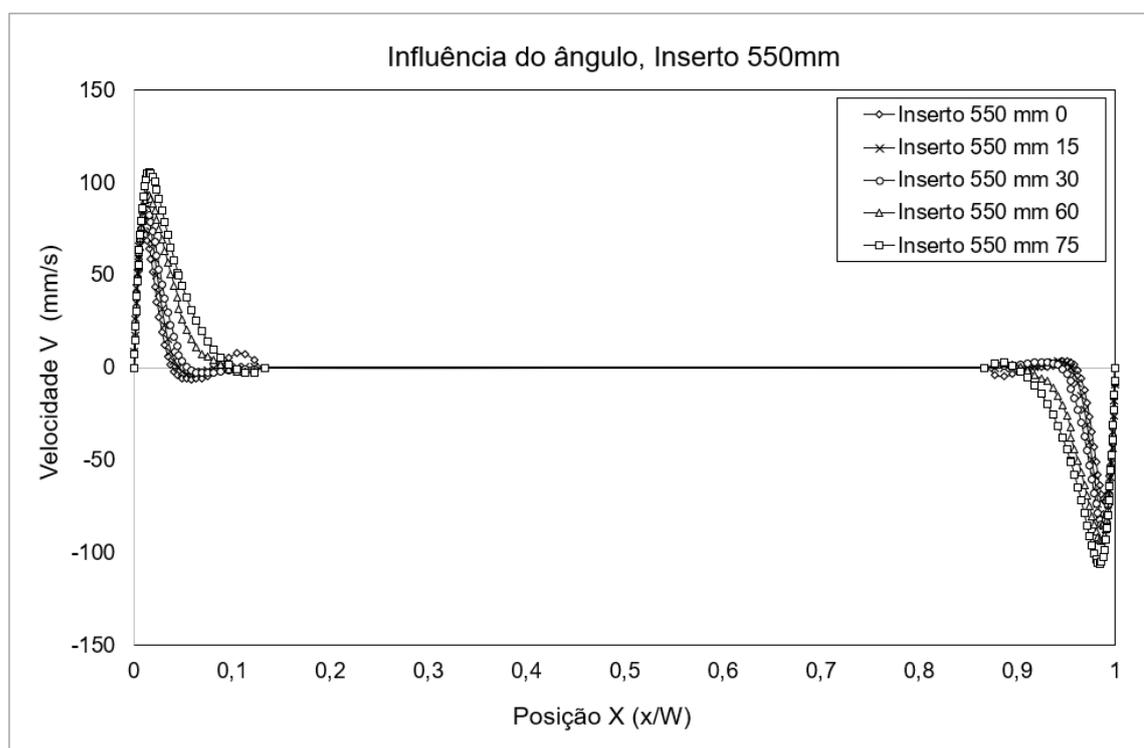
Fonte: Próprio autor

Figura 139 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 450mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



Fonte: Próprio autor

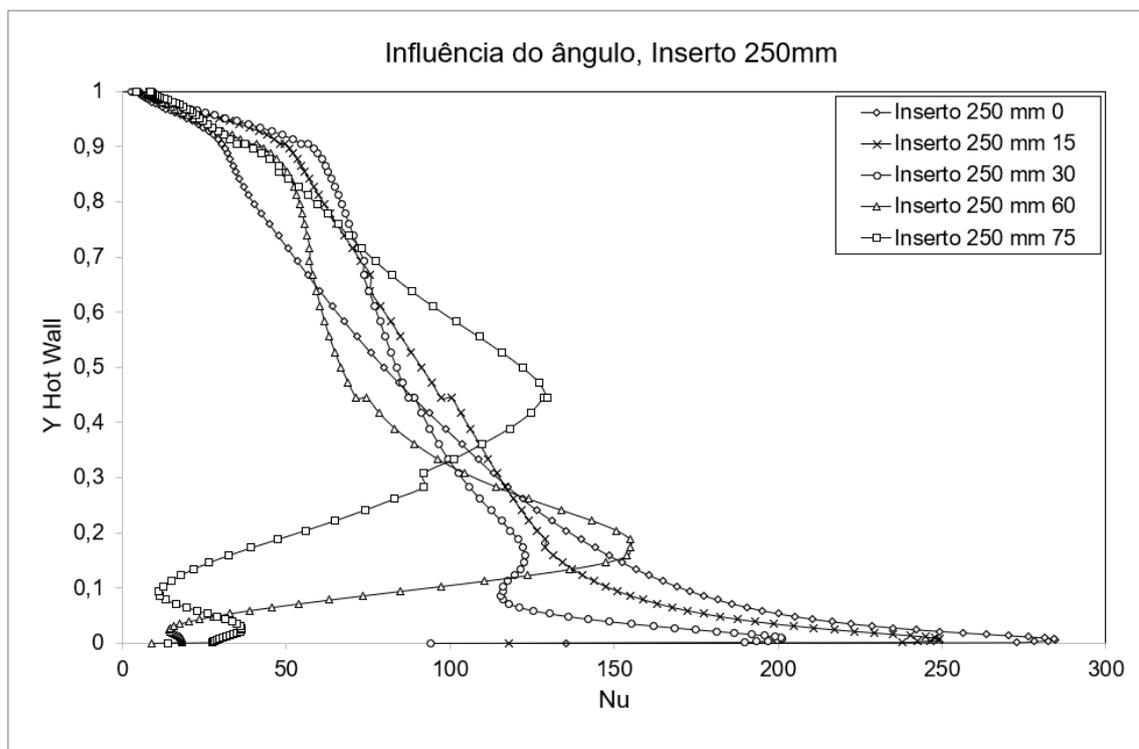
Figura 140 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 550mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



Fonte: Próprio autor

C.3 NUSSELT LOCAL EM FUNÇÃO DO TAMANHO DO INSERTO E ROTAÇÃO - $Ra = 7,5 \cdot 10^7$

Figura 141 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 250mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



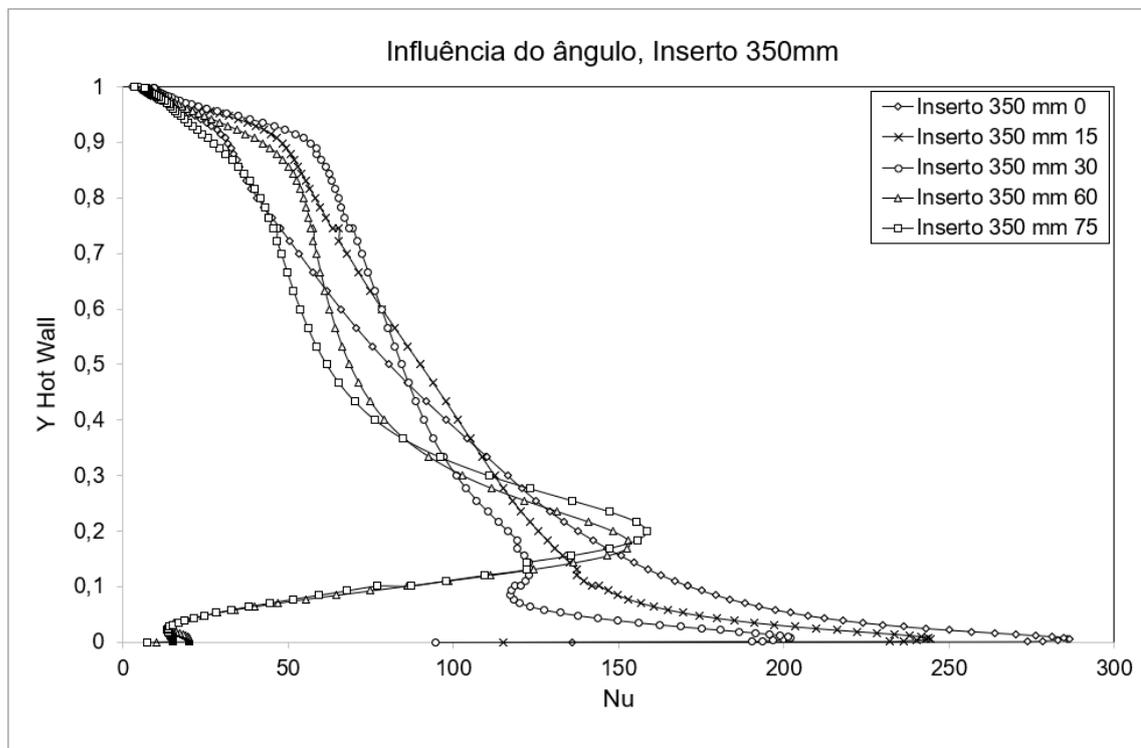
Fonte: Próprio autor

Tabela 22 – Consolidação de resultados de Nusselt médio - Inseto Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.

Nusselt Médio - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$					
Ângulo	0°	15°	30°	60°	75°
Sem inserto	93,98	94,79	91,63	78,93	67,54
250mm	91,60	95,41	87,36	70,31	70,91
350mm	92,83	94,46	88,63	72,13	66,80
450mm	92,83	95,44	89,62	71,44	67,38
550mm	93,00	95,97	90,56	76,40	72,13

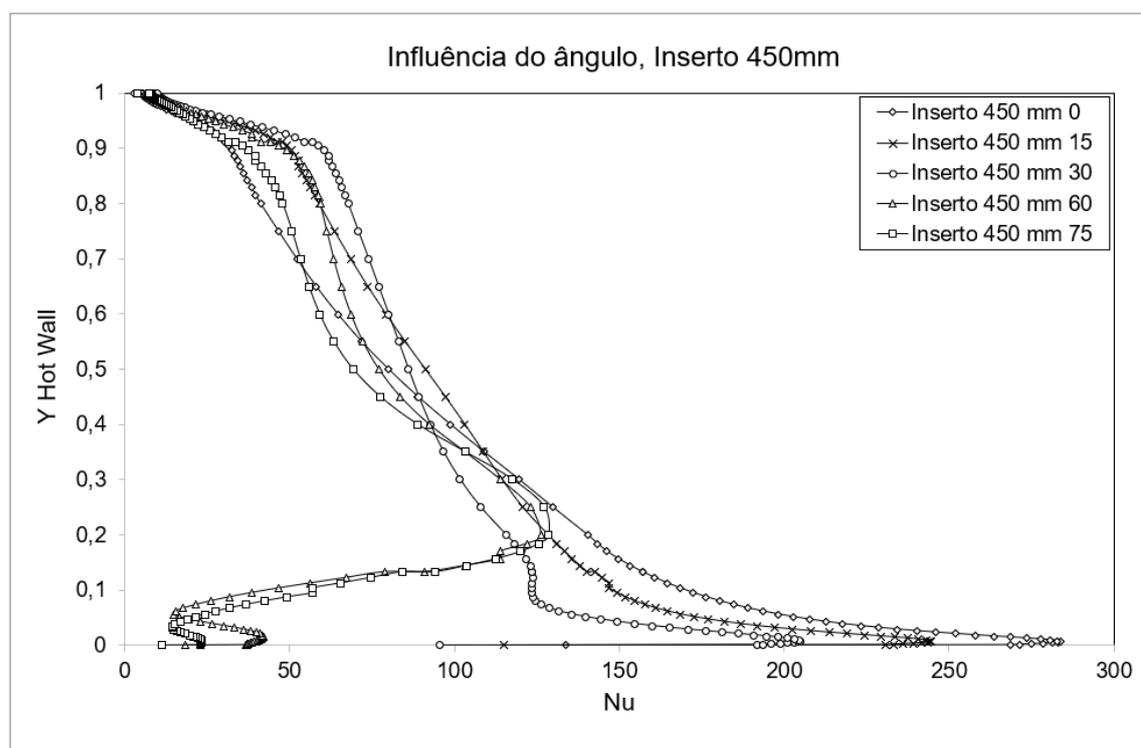
Fonte: Próprio Autor.

Figura 142 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 350mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



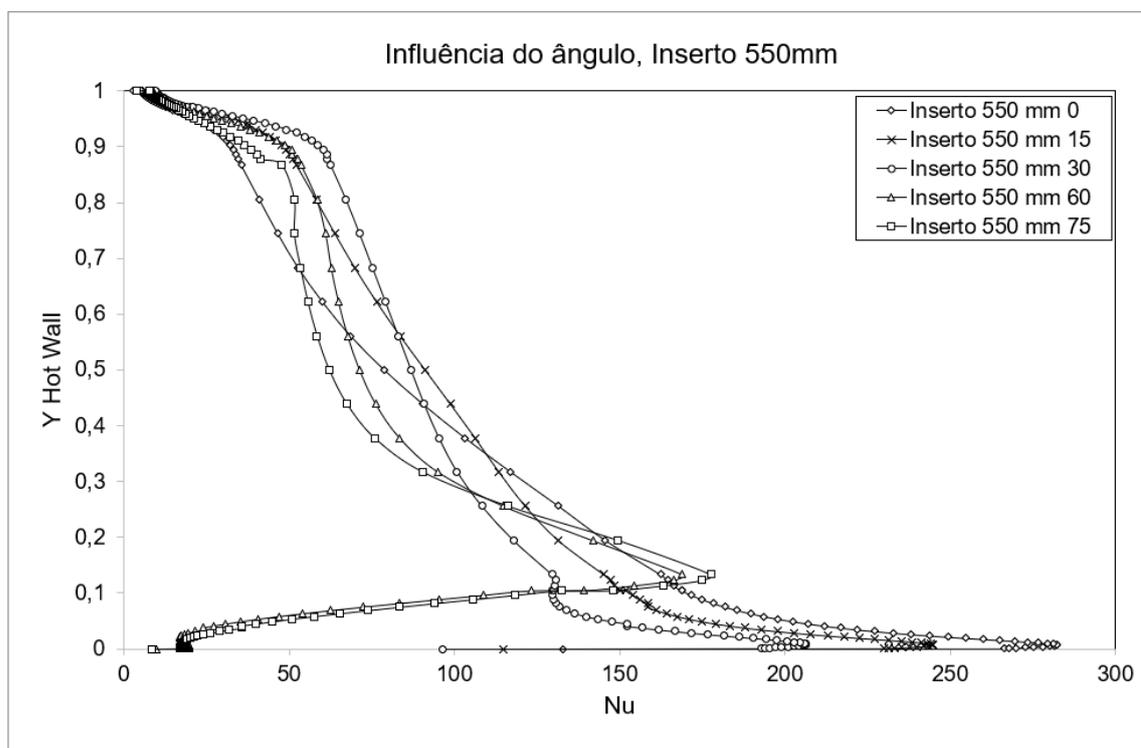
Fonte: Próprio autor

Figura 143 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 450mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



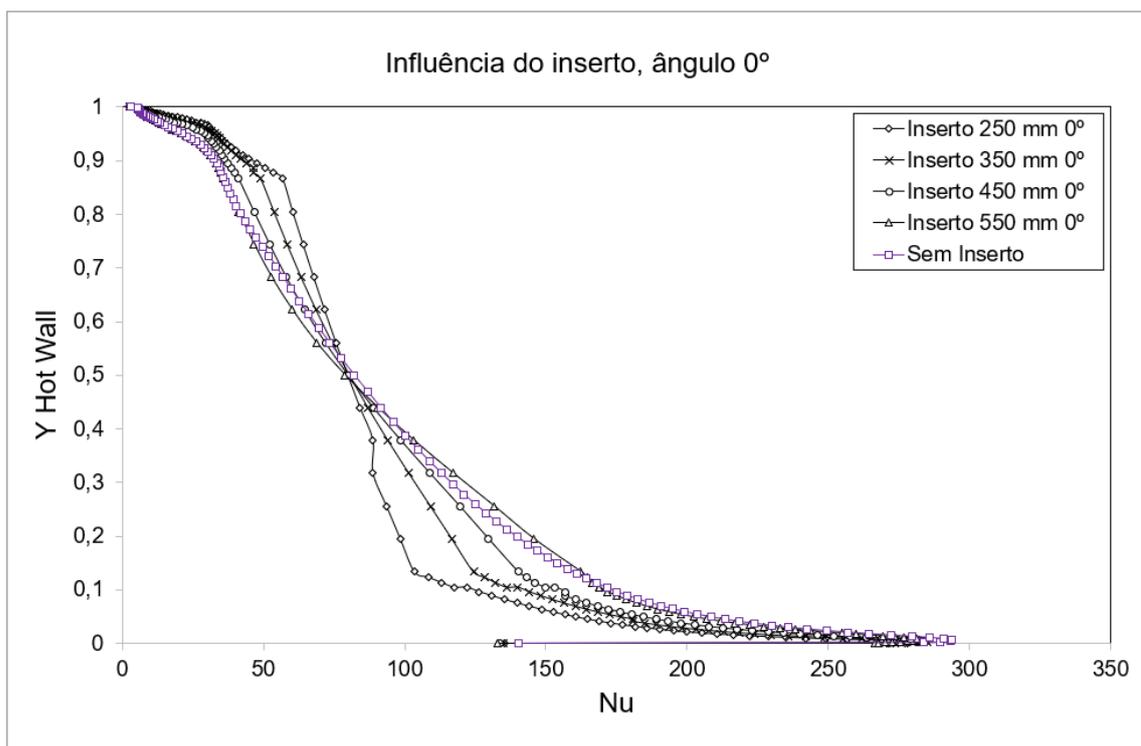
Fonte: Próprio autor

Figura 144 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 550mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



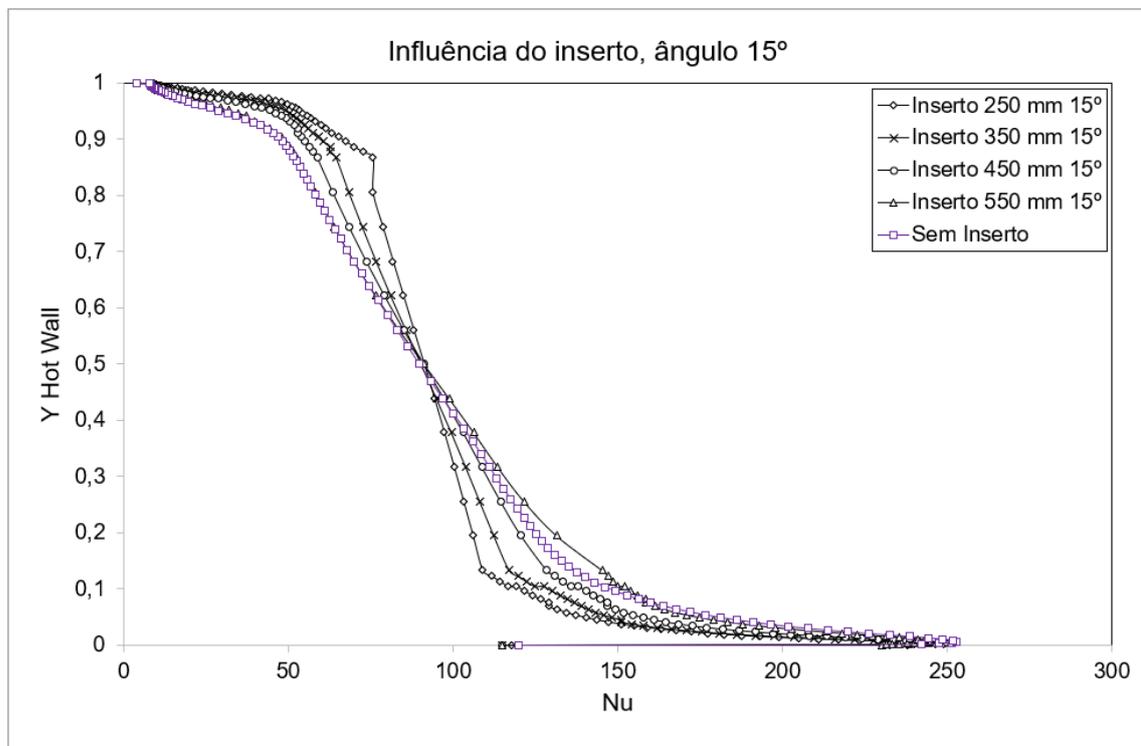
Fonte: Próprio autor

Figura 145 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 0° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



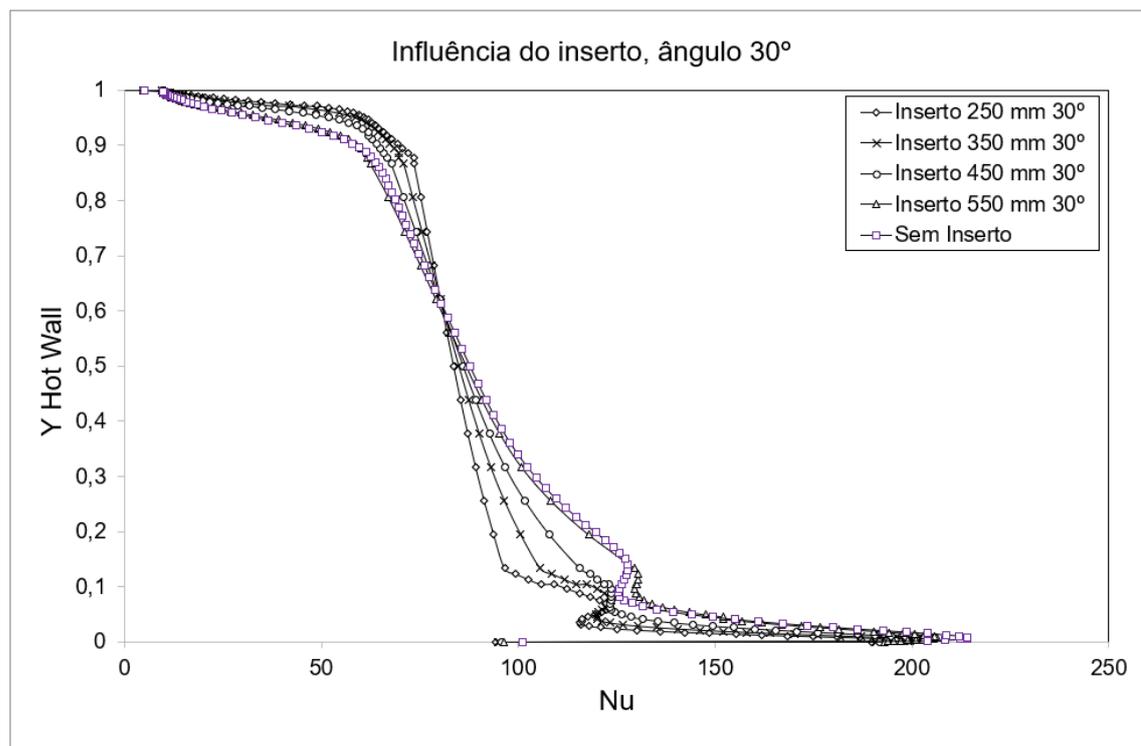
Fonte: Próprio autor

Figura 146 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 15° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



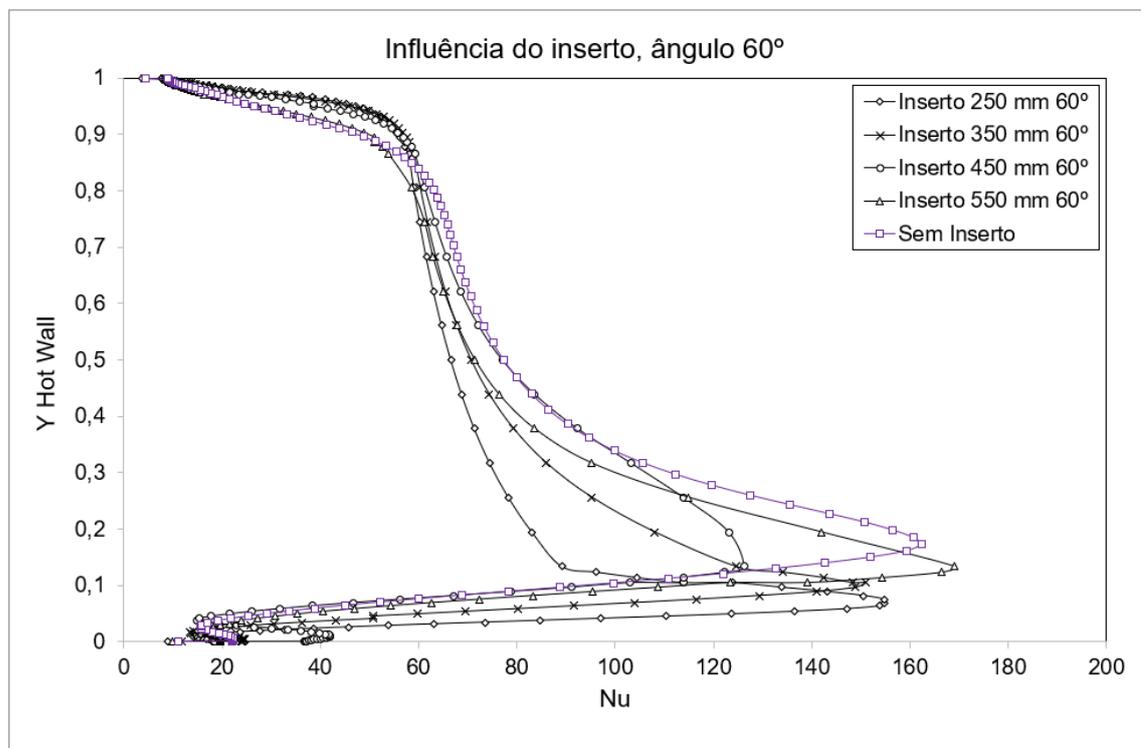
Fonte: Próprio autor

Figura 147 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 30° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.



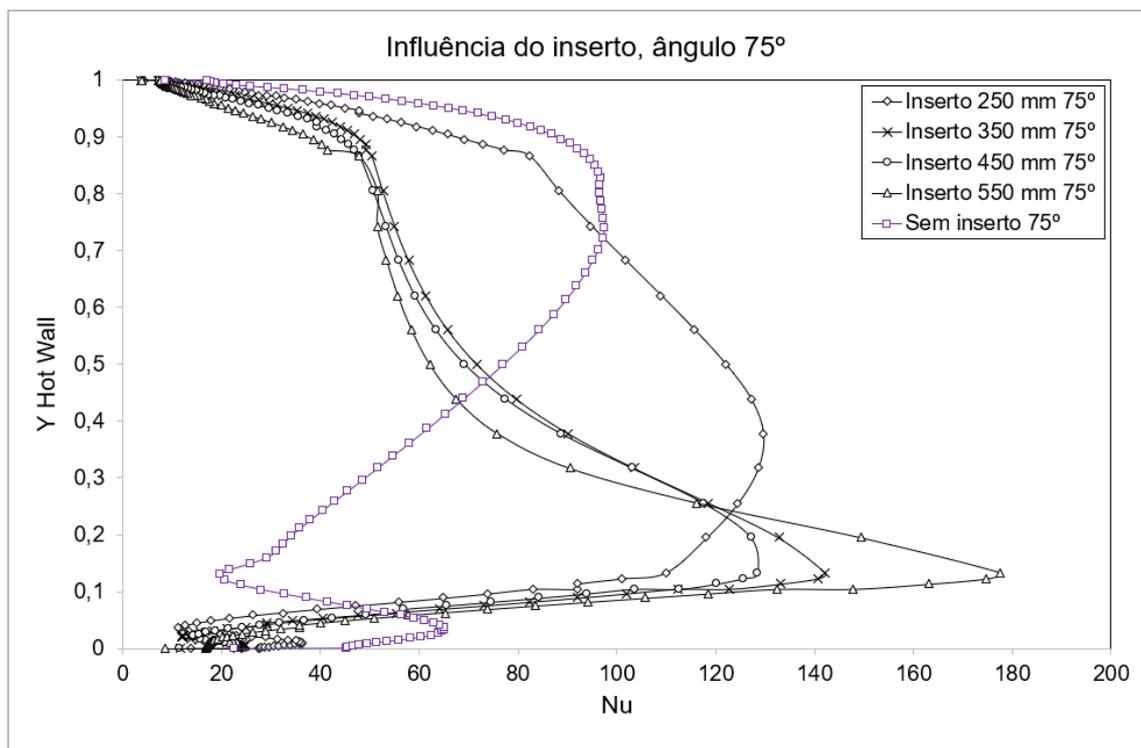
Fonte: Próprio autor

Figura 148 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 60° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.

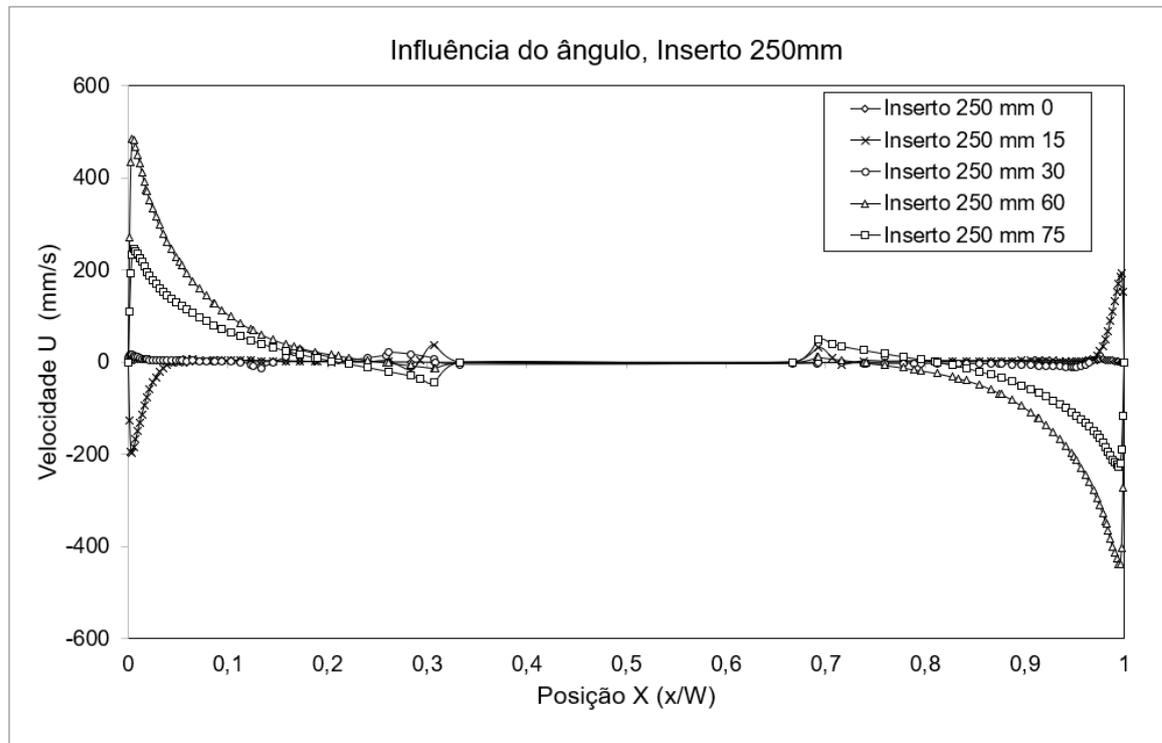


Fonte: Próprio autor

Figura 149 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 75° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^7$.

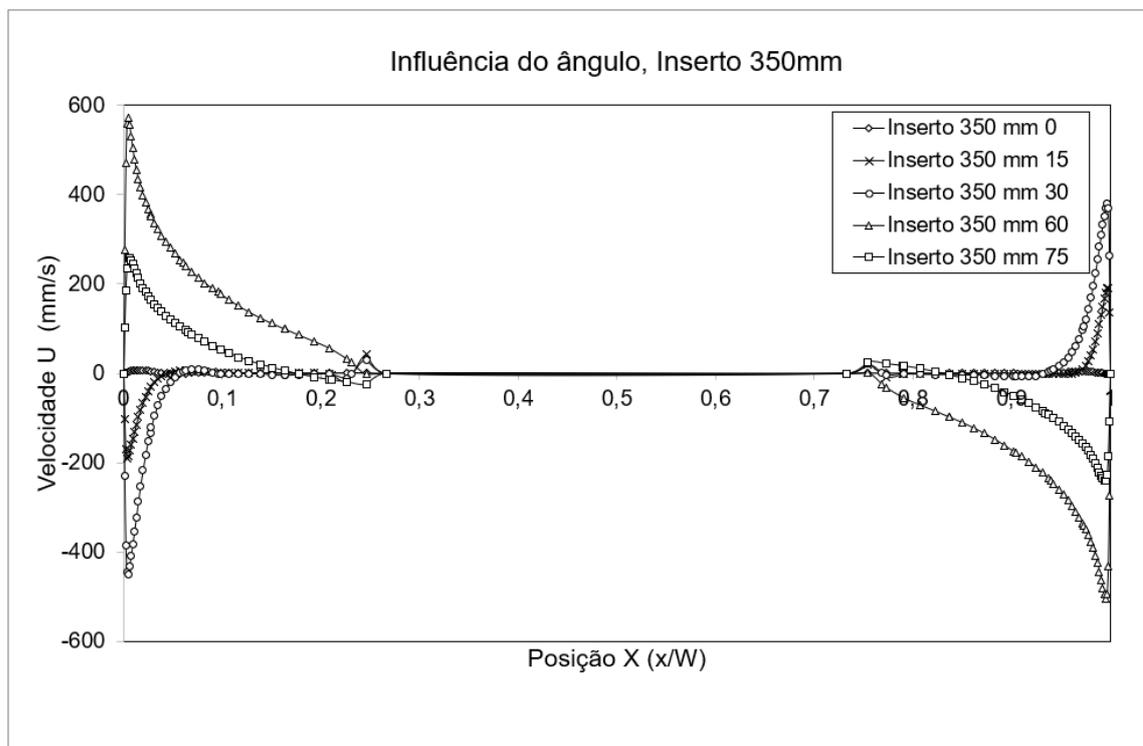


Fonte: Próprio autor

C.4 PERFIS DE VELOCIDADES HORIZONTAL E VERTICAL - $Ra = 7,5 \cdot 10^9$ Figura 150 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 250mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.

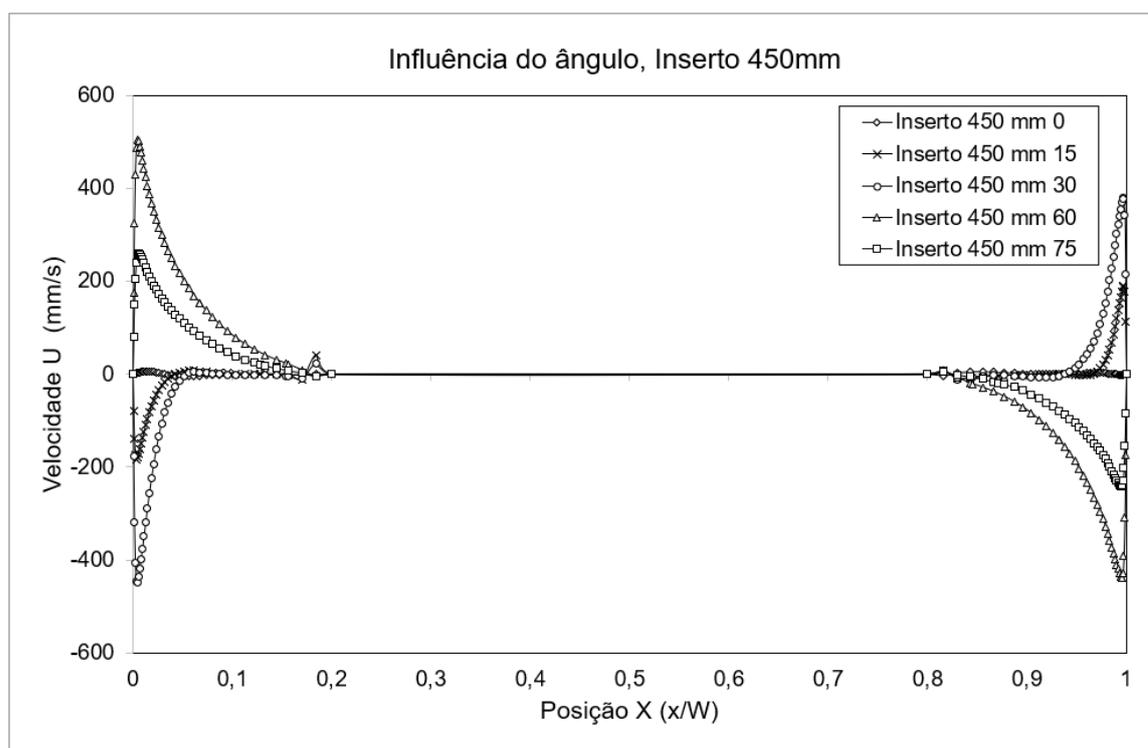
Fonte: Próprio autor

Figura 151 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 350mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



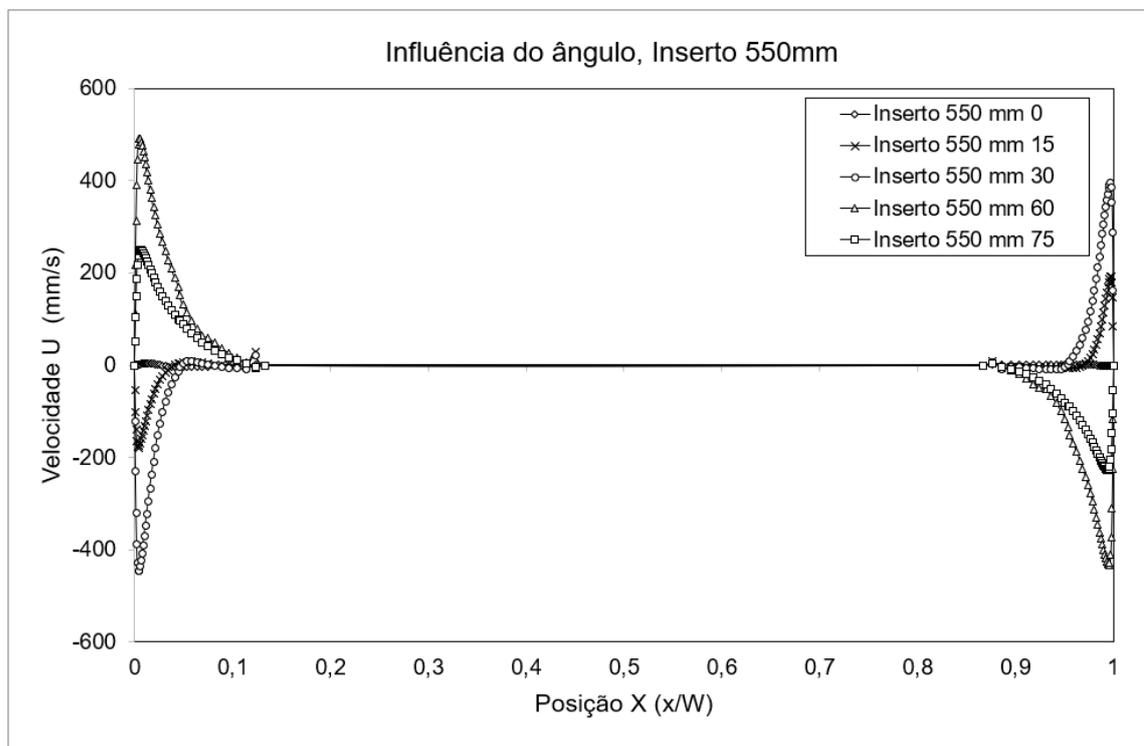
Fonte: Próprio autor

Figura 152 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 450mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



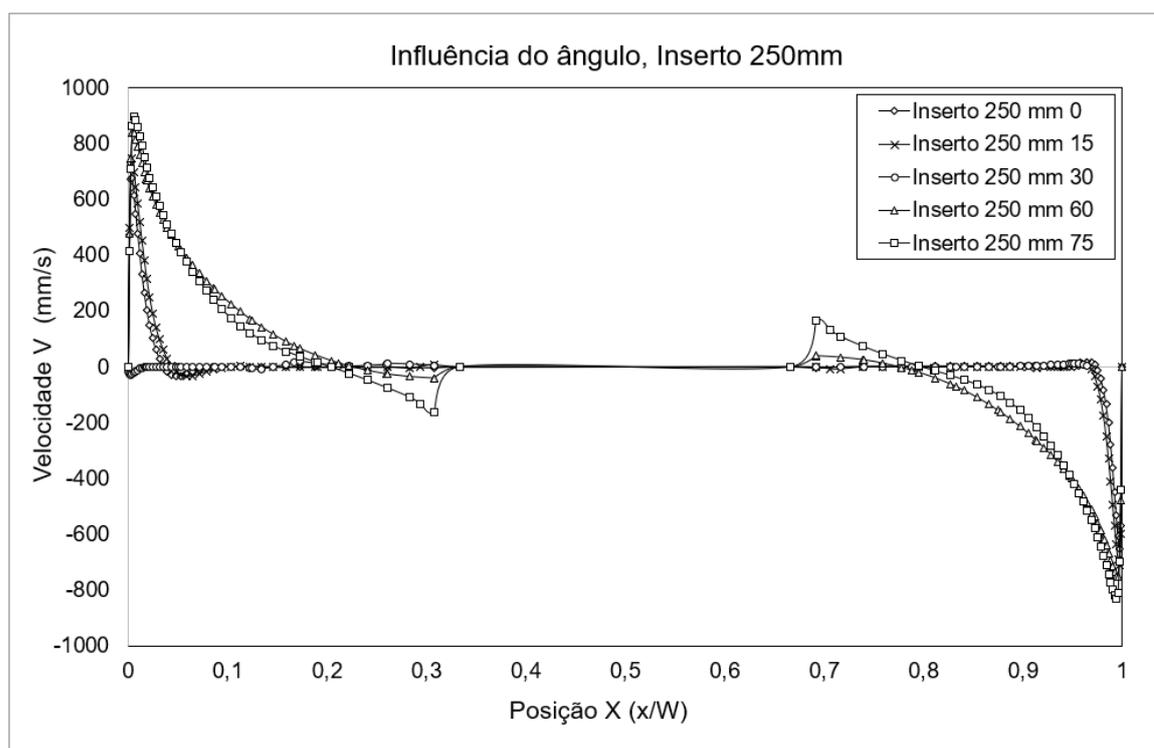
Fonte: Próprio autor

Figura 153 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades horizontal, inserto de 550mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



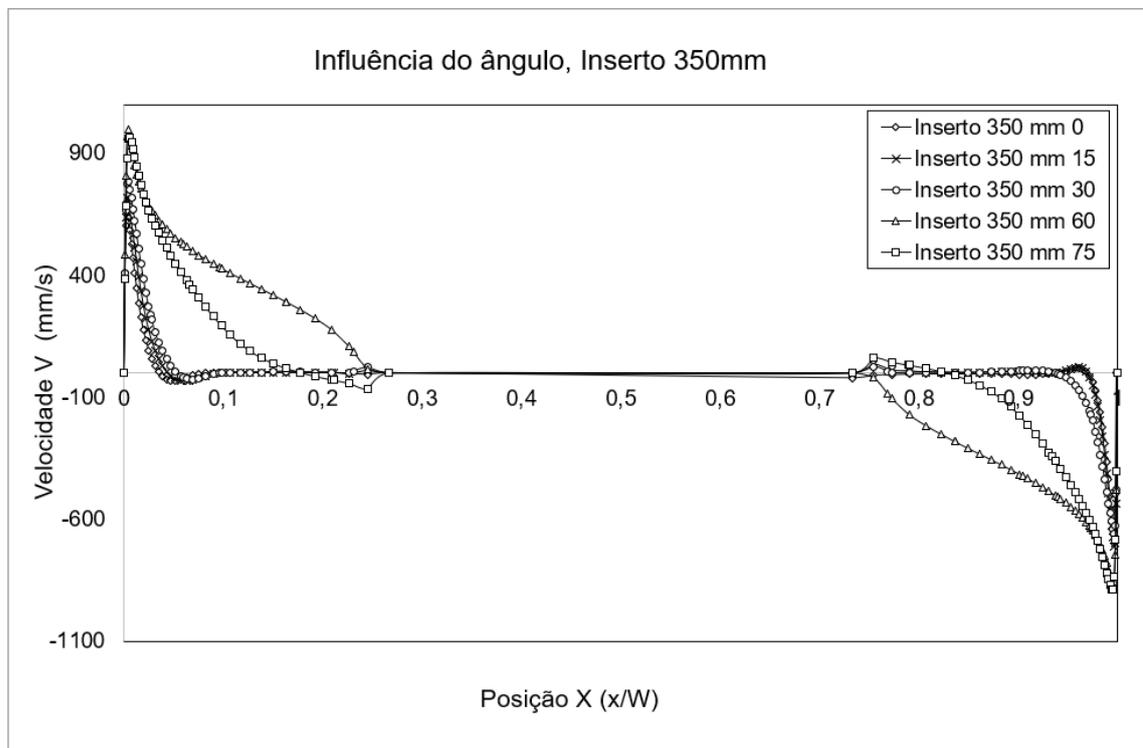
Fonte: Próprio autor

Figura 154 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 250mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



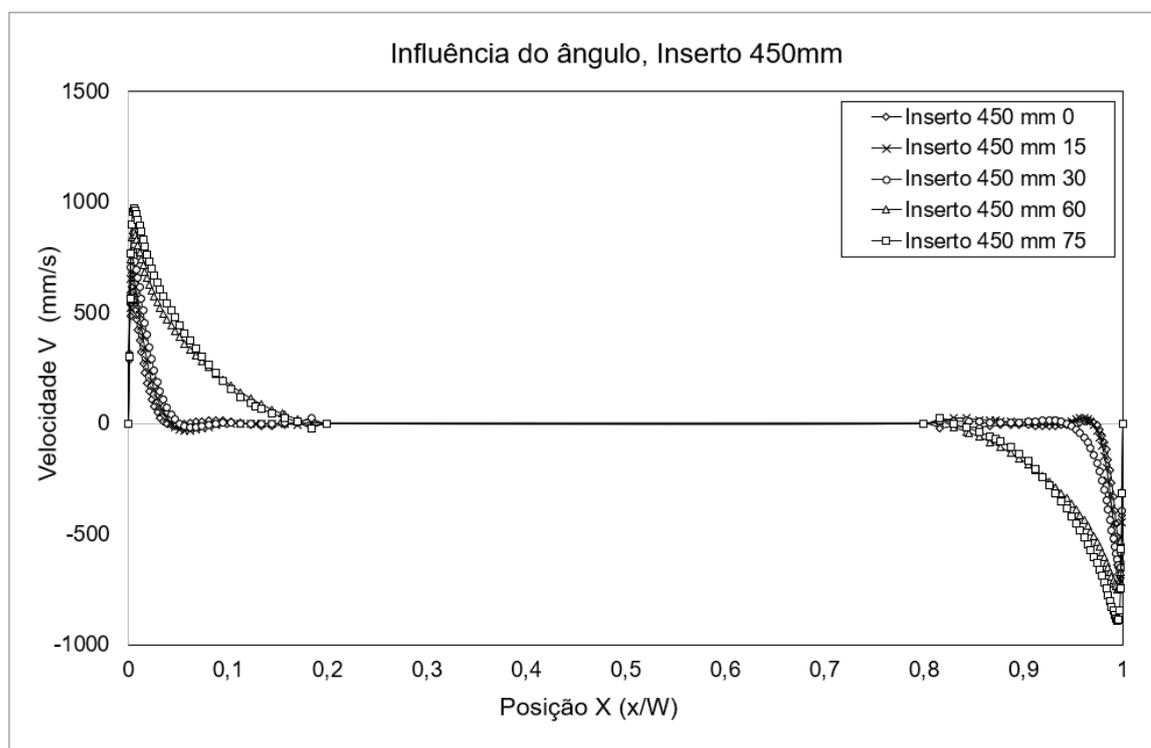
Fonte: Próprio autor

Figura 155 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 350mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



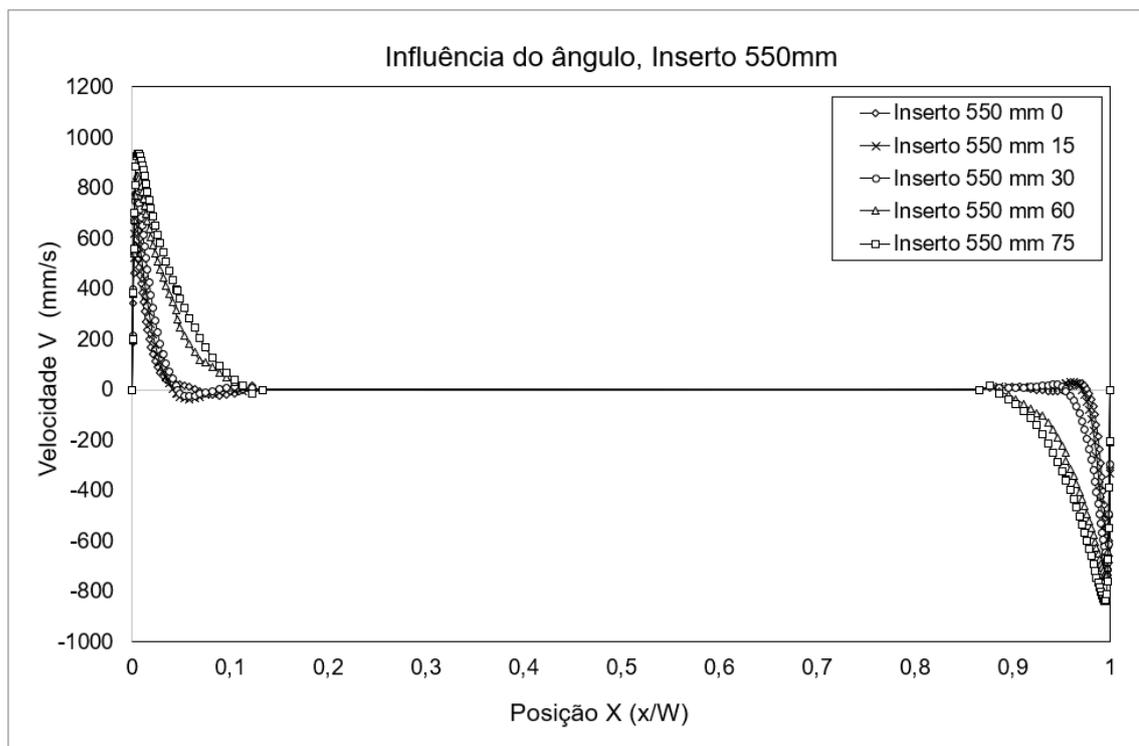
Fonte: Próprio autor

Figura 156 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 450mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



Fonte: Próprio autor

Figura 157 – Influência do ângulo de inclinação em relação ao perfil de velocidades Vertical, inserto de 550mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



Fonte: Próprio autor

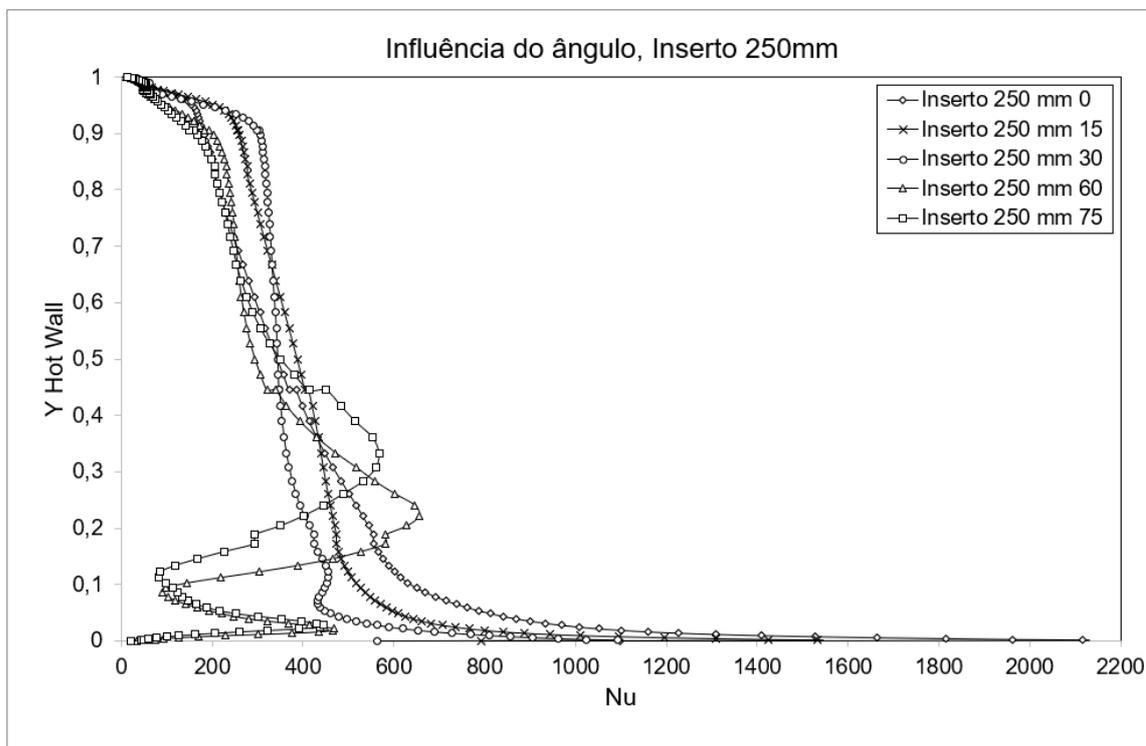
C.5 NUSSELT LOCAL EM FUNÇÃO DO TAMANHO DO INSERTO E ROTAÇÃO - $Ra = 7,5 \cdot 10^9$

Tabela 23 – Consolidação de resultados de Nusselt médio - Inserto Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.

Nusselt Médio - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$					
Ângulo	0°	15°	30°	60°	75°
Sem inserto	418,80	377,72	340,41	346,95	369,74
250mm	407,25	411,53	374,33	348,77	305,78
350mm	399,69	404,35	368,47	339,49	301,32
450mm	374,04	371,74	340,21	309,77	301,33
550mm	367,23	367,41	336,00	299,41	291,55

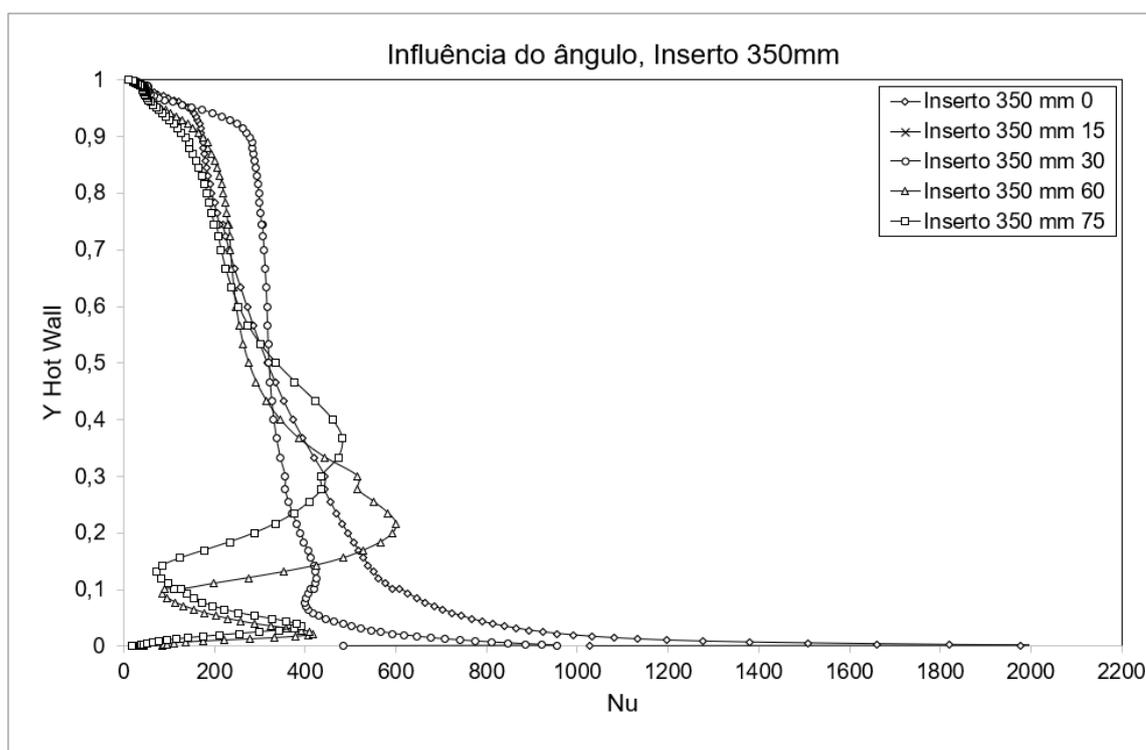
Fonte: Próprio Autor.

Figura 158 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 250mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



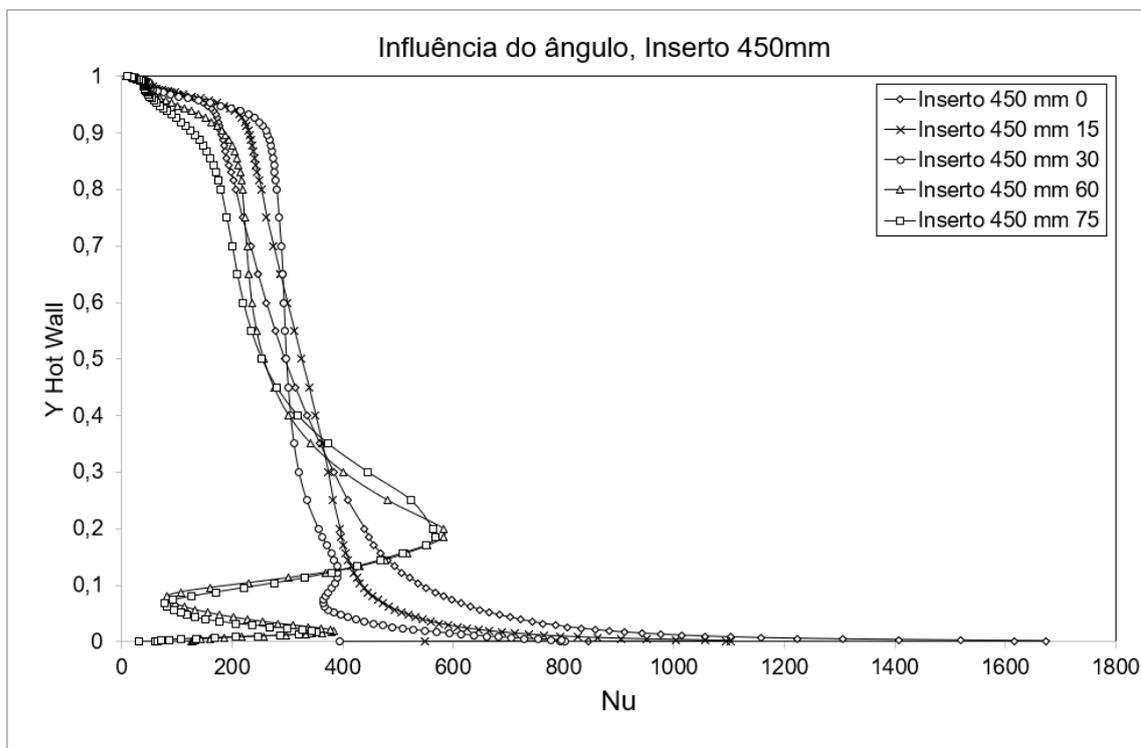
Fonte: Próprio autor

Figura 159 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 350mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



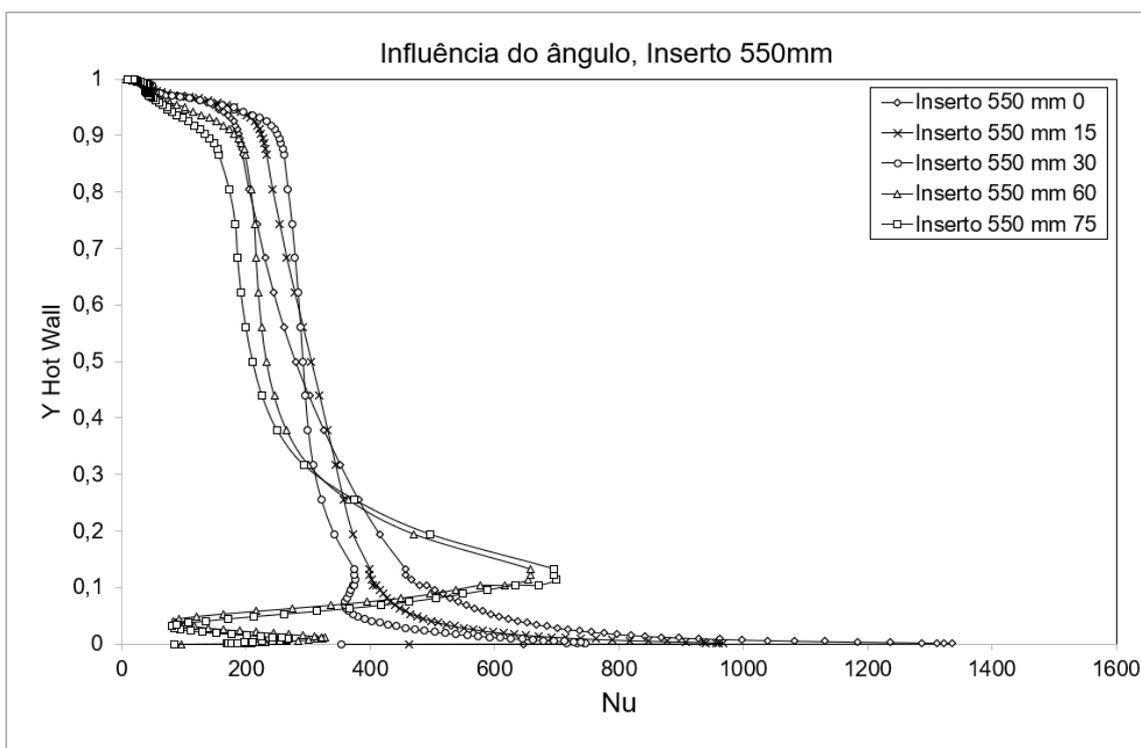
Fonte: Próprio autor

Figura 160 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 450mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



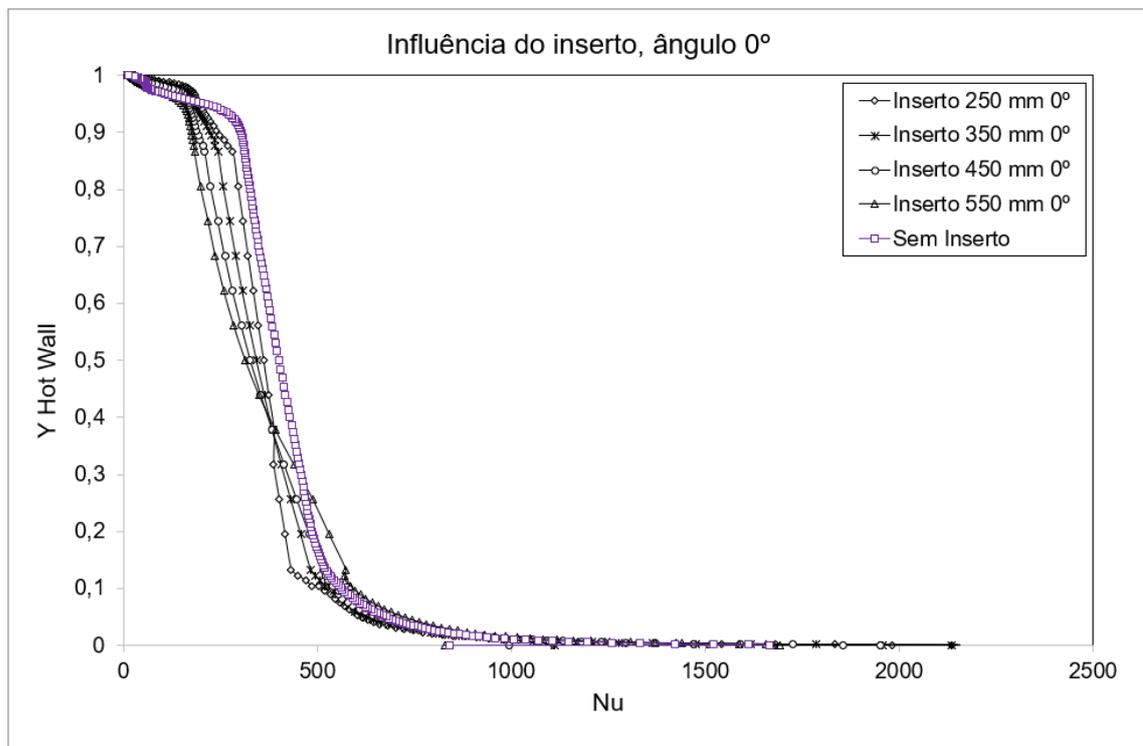
Fonte: Próprio autor

Figura 161 – Influência do ângulo de inclinação em relação a Nu_L , inserto de 550mm - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



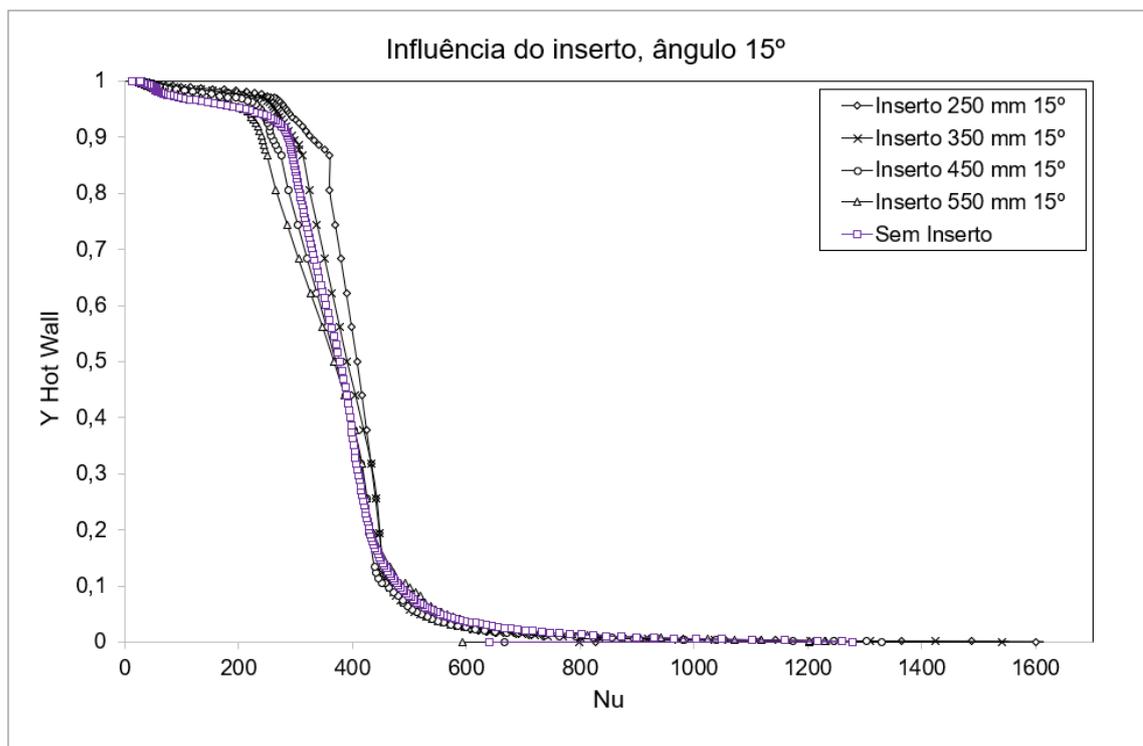
Fonte: Próprio autor

Figura 162 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 0° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



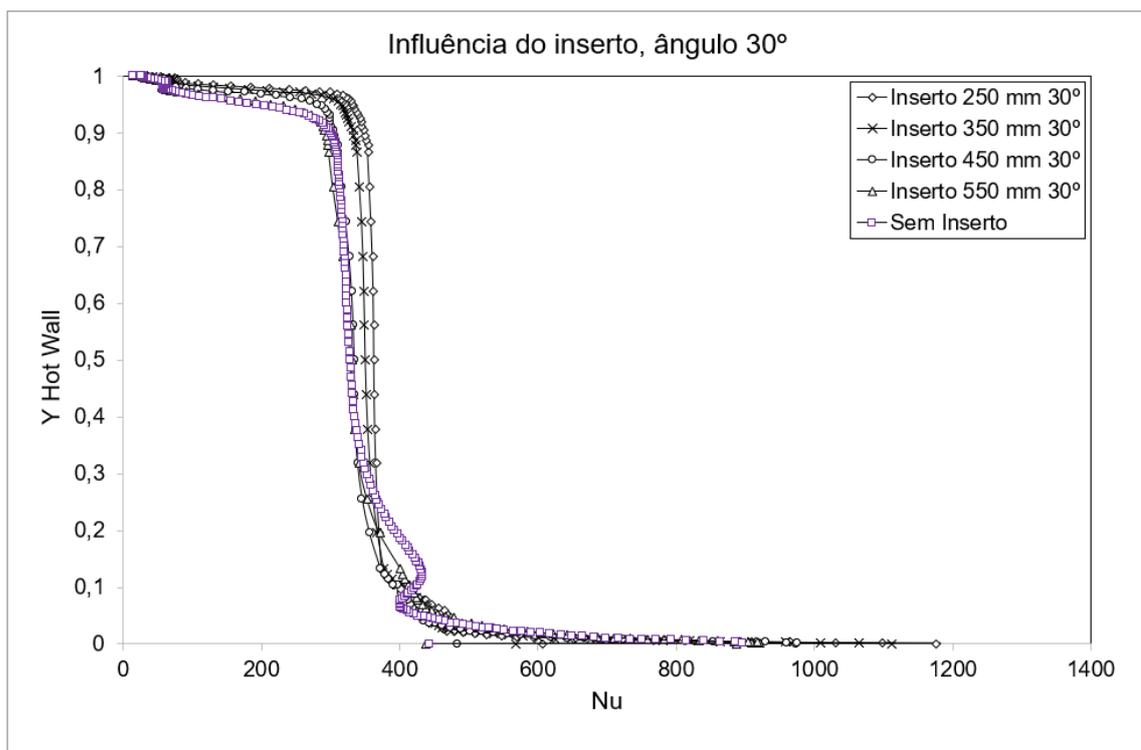
Fonte: Próprio autor

Figura 163 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 15° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



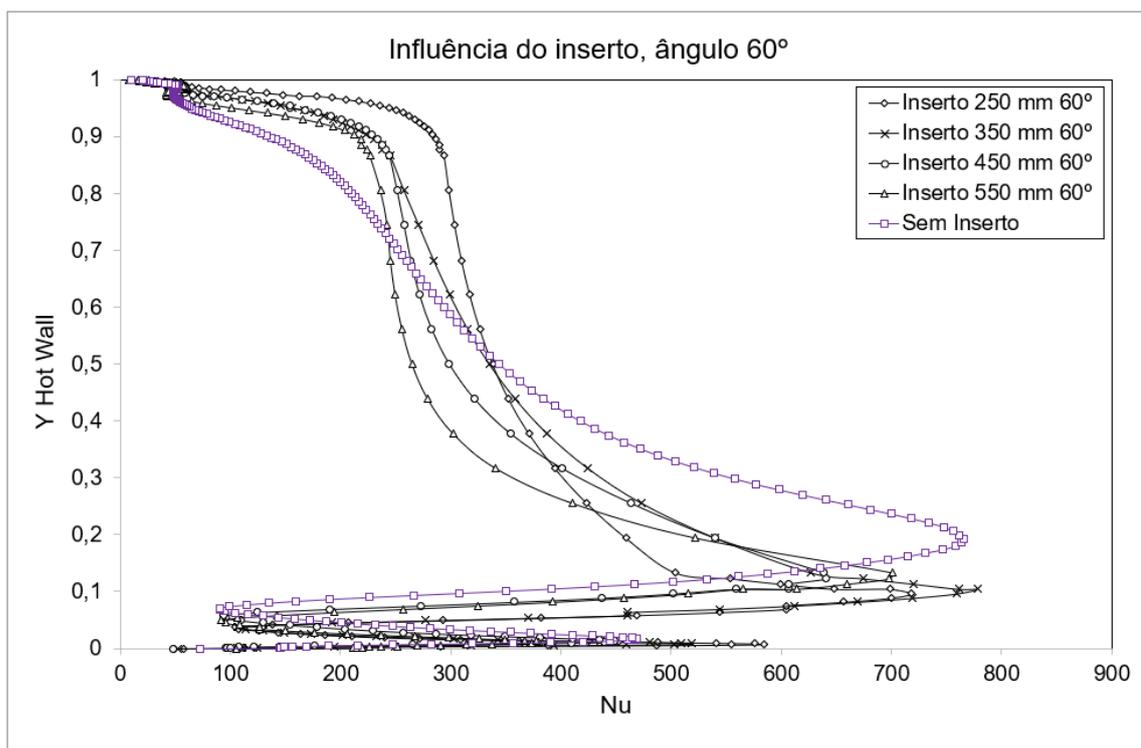
Fonte: Próprio autor

Figura 164 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 30° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.

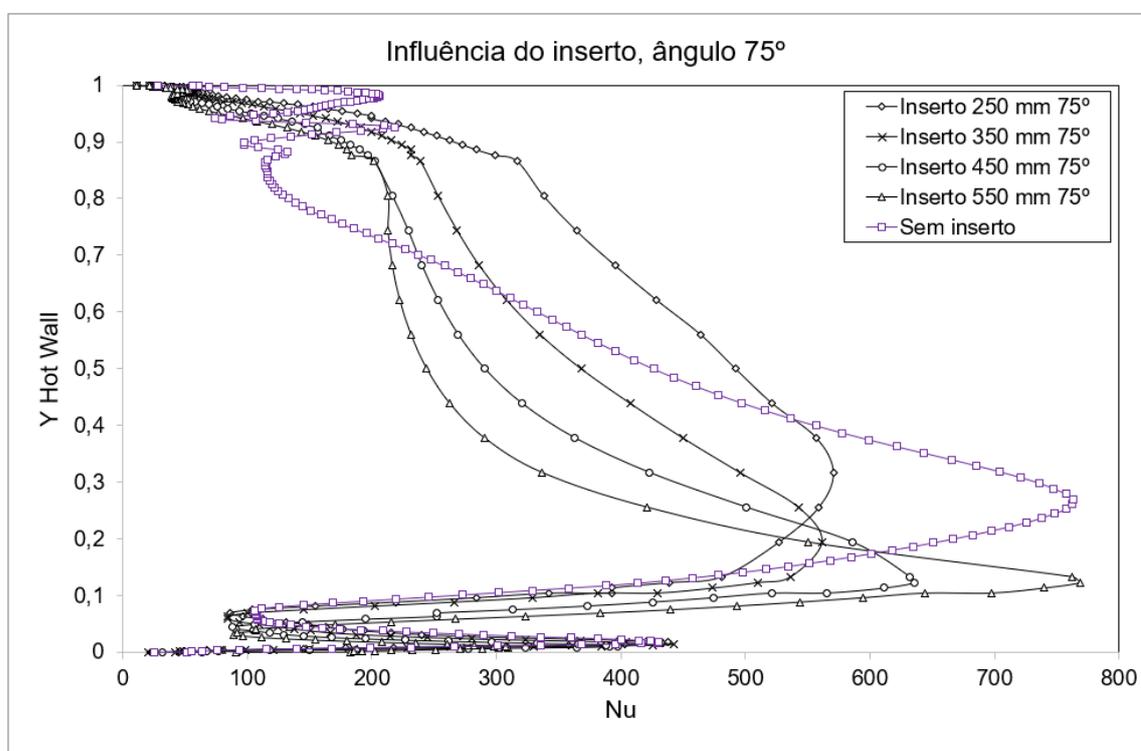


Fonte: Próprio autor

Figura 165 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 60° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.



Fonte: Próprio autor

Figura 166 – Influência do inserto em relação a Nu_L , ângulo de 75° - Adiabático $Ra = 7,5 \cdot 10^9$.

Fonte: Próprio autor