



# SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE VENTILAÇÃO INSTACIONÁRIA EM ESPAÇOS INTERIORES

JOÃO PEDRO CORREIA MOURÃO MIRANDA

outubro de 2023

# Simulação numérica de ventilação instacionária em espaços interiores

João Pedro Correia Mourão Miranda

**2023**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica

isep

P.PORTO

## Simulação numérica de ventilação instacionária em espaços interiores

João Pedro Correia Mourão Miranda

1170733

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Professor Doutor Fernando Aristides da Silva Ferreira de Castro e coorientação do Professor Doutor Rui Filipe Neves de Araújo Rego.

**2023**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica

isep

P.PORTO

# AGRADECIMENTOS

Gostaria de expressar os meus sinceros agradecimentos a todos aqueles que desempenharam um papel crucial no desenvolvimento deste trabalho:

Ao meu orientador, Professor Doutor Fernando Aristides da Silva Ferreira de Castro, que me guiou com paciência, sabedoria e expertise, dedicando muito do seu tempo para me orientar, um suporte que transcende qualquer descrição que eu possa oferecer.

Ao meu coorientador, Professor Doutor Rui Filipe Neves de Araújo Rego, que sempre se mostrou disponível para ajudar e se esforçou para criar uma área de trabalho produtiva.

À minha família e namorada, cujo apoio incondicional tem sido um alicerce desde o início.

Aos meus amigos leais, que compartilharam risadas, conselhos e momentos memoráveis. Com especial atenção ao meu colega de trabalho, Guilherme Osswald, que colaborou comigo na fase final desta dissertação, fornecendo e explicando todos os dados experimentais por ele medidos.

A todos, obrigado!



## RESUMO

Os sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (AVAC) apresentam um dos maiores consumos de energia no setor dos edifícios. Para atingir a meta de descarbonização imposta pela União Europeia, diversas técnicas têm sido utilizadas para reduzir os custos energéticos destes sistemas, preservando as suas funções. Uma forma de reduzir o consumo de energia destes sistemas passa por aperfeiçoar a ventilação dos espaços interiores. O uso da mecânica de fluidos computacional (CFD) para estudar estratégias de ventilação em espaços interiores tem sido uma ferramenta crescente, no entanto, a precisão dos resultados obtidos depende muito da implementação adequada dos modelos e das condições necessárias.

Nesta dissertação, uma nova abordagem de ventilação, a ventilação instacionária, vai ser estudada por meio da mecânica de fluidos computacional, usado o *software* OpenFOAM para o efeito.

Neste trabalho, foram primeiramente validadas as técnicas numéricas, de discretização e de modelação física de CFD baseando-nos em dois *benchmarks* experimentais disponíveis na literatura. Num primeiro caso, caso isotérmico, simulações URaNS (*Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes*) realizadas com o algoritmo `pimpleFoam` foram estudadas para os modelos de turbulência de altos números de Reynolds  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$  e baixos números de Reynolds LaunderSharma  $k - \epsilon$  e  $k - \omega SST$ . Num segundo caso, caso não isotérmico, simulações URaNS foram realizadas usando o algoritmo `buoyantPimpleFoam` apenas para os modelos de alto número de Reynolds  $k - \epsilon$  com presença do termo de produção térmica e dos modelos  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$  sem este termo.

Por fim, foi simulada a sala de testes de equipamentos de climatização (SATEC) do Instituto Superior de Engenharia do Porto (ISEP), de forma a validar os resultados numéricos com os resultados experimentais. Em seguida, foi testada computacionalmente a estratégia de ventilação instacionária, implementada a partir de um caudal periódico de sinal sinusoidal, onde vários caudais médios, frequências e amplitudes dos sinais foram estudados.

### PALAVRAS-CHAVE

Estratégias de ventilação; Mecânica de fluidos computacional; OpenFOAM; URaNS; Modelos de turbulência; Ventilação instacionária.



## ABSTRACT

Heating, ventilation and air conditioning (HVAC) systems have one of the highest energy consumptions in the building sector. In order to reach the decarbonization target imposed by the European Union, several techniques have been used to reduce the energy costs of these systems, preserving their functions. One way to reduce the energy consumption of these systems is to improve the ventilation of internal spaces. The use of computational fluid dynamics (CFD) to study ventilation strategies in indoor spaces has been a growing tool, however, the accuracy of the obtained results is very reliant on the appropriate implementation of the models and necessary conditions.

In this dissertation, a new approach to ventilation, unsteady ventilation, will be studied through computational fluid dynamics, using the OpenFOAM software.

In this work, numerical, discretization and physical CFD modeling techniques were first validated based on two experimental benchmarks available in the literature. In a first case, isothermal case, URaNS (Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes) simulations carried out with the `pimpleFoam` algorithm were studied for high Reynolds numbers turbulence models  $k - \epsilon$  and RNG  $k - \epsilon$  and low Reynolds numbers LaunderSharma  $k - \epsilon$  and  $k - \omega SST$ . In a second case, non-isothermal case, URaNS simulations were performed using the `buoyantPimpleFoam` algorithm only for the high Reynolds numbers models  $k - \epsilon$  with buoyant production term and the models  $k - \epsilon$  and RNG  $k - \epsilon$  without this term.

Finally, the HVAC equipment test room (SATEC) of Instituto Superior de Engenharia do Porto (ISEP) was simulated, in order to validate the numerical results with the experimental ones. Then, the unsteady ventilation strategy was computationally tested, by implementing a periodic sinusoidal signal flow, where various average flow rates, frequencies and amplitudes of the signals were studied.

## KEYWORDS

Ventilation strategies; Computational fluid dynamics; OpenFOAM; URaNS; Turbulence models; Unsteady ventilation.



# ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>3</b>
1.1	CONTEXTO . . . . .	3
1.2	OBJETIVOS . . . . .	5
1.3	METODOLOGIA . . . . .	5
1.4	ESTRUTURA . . . . .	6
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>9</b>
2.1	REDUÇÃO DO CONSUMO ENERGÉTICO DE SISTEMAS AVAC . . . . .	9
2.2	MECÂNICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD) . . . . .	12
2.2.1	<i>HISTÓRIA</i> . . . . .	12
2.2.2	<i>VALIDAÇÃO DOS ESTUDOS NUMÉRICOS</i> . . . . .	13
2.2.3	<i>CFD NA VENTILAÇÃO</i> . . . . .	14
<b>3</b>	<b>MODELOS MATEMÁTICOS E TÉCNICAS NUMÉRICAS</b>	<b>17</b>
3.1	EQUAÇÕES FUNDAMENTAIS . . . . .	18
3.2	MODELAÇÃO DA TURBULÊNCIA . . . . .	20
3.2.1	<i>MODELO <math>k - \epsilon</math></i> . . . . .	22
3.2.2	<i>MODELO RNG <math>k - \epsilon</math></i> . . . . .	23
3.2.3	<i>MODELO LAUNDERSHARMA <math>k - \epsilon</math></i> . . . . .	24
3.2.4	<i>MODELO <math>k - \omega SST</math></i> . . . . .	25
3.3	RESOLUÇÃO DAS CAMADAS LIMITES TURBULENTAS . . . . .	26
<b>4</b>	<b>VALIDAÇÃO DAS TÉCNICAS NUMÉRICAS E MODELAÇÃO FÍSICA</b>	<b>29</b>
4.1	CASO DE ESTUDO ANNEX 20 ISOTÉRMICO (3D) . . . . .	29
4.1.1	<i>INTRODUÇÃO</i> . . . . .	29
4.1.2	<i>GEOMETRIA</i> . . . . .	29
4.1.3	<i>MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS</i> . . . . .	30
4.1.4	<i>CANAL DE INSUFLAÇÃO</i> . . . . .	30
4.1.4.1	<i>CONDIÇÕES INICIAIS E DE FRONTEIRA</i> . . . . .	31
4.1.4.2	<i>GEOMETRIA E MALHA DE CÁLCULO</i> . . . . .	33
4.1.4.3	<i>ALGORITMO</i> . . . . .	39
4.1.4.4	<i>ESQUEMAS CONVECTIVOS</i> . . . . .	39
4.1.4.5	<i>RESUMO</i> . . . . .	39
4.1.4.6	<i>CONVERGÊNCIA</i> . . . . .	39
4.1.4.7	<i>APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DE RESULTADOS</i> . . . . .	41
4.1.5	<i>ESPAÇO ANNEX 20</i> . . . . .	43
4.1.5.1	<i>CONDIÇÕES INICIAIS E DE FRONTEIRA</i> . . . . .	43
4.1.5.2	<i>GEOMETRIA E MALHA DE CÁLCULO</i> . . . . .	45
4.1.5.3	<i>ALGORITMO</i> . . . . .	46
4.1.5.4	<i>ESQUEMAS CONVECTIVOS</i> . . . . .	46
4.1.5.5	<i>RESUMO</i> . . . . .	46

4.1.5.6	CONVERGÊNCIA . . . . .	46
4.1.5.7	APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DE RESULTADOS . . . . .	50
4.1.6	CONCLUSÕES . . . . .	54
4.2	CASO DE ESTUDO MURAKAMI . . . . .	56
4.2.1	INTRODUÇÃO . . . . .	56
4.2.2	GEOMETRIA . . . . .	56
4.2.3	MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS . . . . .	56
4.2.4	CONDIÇÕES INICIAIS E DE FRONTEIRA . . . . .	57
4.2.5	GEOMETRIA E MALHA DE CÁLCULO . . . . .	60
4.2.6	ALGORITMO . . . . .	62
4.2.7	ESQUEMAS CONVECTIVOS . . . . .	62
4.2.8	RESUMO . . . . .	62
4.2.9	CONVERGÊNCIA . . . . .	63
4.2.10	APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DE RESULTADOS . . . . .	65
4.2.11	CONCLUSÕES . . . . .	67
<b>5</b>	<b>VENTILAÇÃO INSTACIONÁRIA</b>	<b>69</b>
5.1	INTRODUÇÃO . . . . .	69
5.2	GEOMETRIA . . . . .	70
5.3	VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS NUMÉRICOS . . . . .	71
5.3.1	MODELAÇÃO DO JATO DE ENTRADA . . . . .	71
5.3.2	MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS . . . . .	72
5.3.3	CONDIÇÕES INICIAIS E DE FRONTEIRA . . . . .	74
5.3.4	GEOMETRIA E MALHA DE CÁLCULO . . . . .	75
5.3.5	ALGORITMO . . . . .	77
5.3.6	ESQUEMAS CONVECTIVOS . . . . .	77
5.3.7	RESUMO . . . . .	78
5.3.8	CONVERGÊNCIA . . . . .	78
5.3.9	APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DE RESULTADOS . . . . .	79
5.3.10	CONCLUSÕES . . . . .	97
5.4	ESTUDOS PARA SITUAÇÃO INSTACIONÁRIA . . . . .	98
5.4.1	CAUDAIS ESTACIONÁRIOS . . . . .	98
5.4.2	CAUDAIS INSTACIONÁRIOS . . . . .	102
5.4.3	APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DE RESULTADOS . . . . .	105
5.4.4	CONCLUSÕES . . . . .	110
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO</b>	<b>111</b>
6.1	CONCLUSÕES FINAIS . . . . .	111
6.2	LIMITAÇÕES E TRABALHOS FUTUROS . . . . .	113
<b>A</b>	<b>APÊNDICE A</b>	<b>123</b>
A.1	CASO DE ESTUDO ANNEX 20 - ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA . . . . .	123
<b>B</b>	<b>APÊNDICE B</b>	<b>133</b>
B.1	CASO DE ESTUDO MURAKAMI - ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA . . . . .	133

<b>C</b>	<b>APÊNDICE C</b>	<b>137</b>
C.1	CASO DE ESTUDO DA SATEC - INDEPENDÊNCIA DA MALHA PARA SITUAÇÃO ESTACIONÁRIA . . . . .	137
C.2	CASO DE ESTUDO DA SATEC - TESTES DE ESQUEMAS CONVECTIVOS PARA SITUAÇÃO ESTACIONÁRIA . . . . .	140
C.3	CASO DE ESTUDO DA SATEC - ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA PARA OS TRÊS CAUDAIS ESTACIONÁRIOS . . . . .	143
C.4	CASO DE ESTUDO DA SATEC - SINAIS IMPOSTOS NAS SIMULAÇÕES INSTACIONÁRIAS . . . . .	146
C.5	CASO DE ESTUDO DA SATEC - SÉRIES TEMPORAIS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA OS CASOS INSTACIONÁRIOS DE CAUDAL MÉDIO DE ENTRADA IGUAL A $Q_{max}$ . . . . .	149
C.6	CASO DE ESTUDO DA SATEC - SÉRIES TEMPORAIS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA OS CASOS INSTACIONÁRIOS DE CAUDAL MÉDIO DE ENTRADA IGUAL A $Q_{med}$ . . . . .	157
C.7	CASO DE ESTUDO DA SATEC - SÉRIES TEMPORAIS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA OS CASOS INSTACIONÁRIOS DE CAUDAL MÉDIO DE ENTRADA IGUAL A $Q_{min}$ . . . . .	165
C.8	CASO DE ESTUDO DA SATEC - CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA PLANO $yz$ COM CAUDAL MÉDIO IGUAL AO $Q_{max}$ , PARA REGIME ESTACIONÁRIO E INSTACIONÁRIOS . . . . .	173
C.9	CASO DE ESTUDO DA SATEC - CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA PLANO $xz$ COM CAUDAL MÉDIO IGUAL AO $Q_{max}$ , PARA REGIME ESTACIONÁRIO E INSTACIONÁRIOS . . . . .	176
C.10	CASO DE ESTUDO DA SATEC - CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA PLANO $xy$ COM CAUDAL MÉDIO IGUAL AO $Q_{max}$ PARA REGIME ESTACIONÁRIO E INSTACIONÁRIOS . . . . .	180
C.11	CASO DE ESTUDO DA SATEC - CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA PLANO $yz$ COM CAUDAL MÉDIO IGUAL AO $Q_{med}$ , PARA REGIME ESTACIONÁRIO E INSTACIONÁRIOS . . . . .	182
C.12	CASO DE ESTUDO DA SATEC - CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA PLANO $xz$ COM CAUDAL MÉDIO IGUAL AO $Q_{med}$ , PARA REGIME ESTACIONÁRIO E INSTACIONÁRIOS . . . . .	185
C.13	CASO DE ESTUDO DA SATEC - CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA PLANO $xy$ COM CAUDAL MÉDIO IGUAL AO $Q_{med}$ , PARA REGIME ESTACIONÁRIO E INSTACIONÁRIOS . . . . .	189
C.14	CASO DE ESTUDO DA SATEC - CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA PLANO $yz$ COM CAUDAL MÉDIO IGUAL AO $Q_{min}$ , PARA REGIME ESTACIONÁRIO E INSTACIONÁRIOS . . . . .	191
C.15	CASO DE ESTUDO DA SATEC - CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA PLANO $xz$ COM CAUDAL MÉDIO IGUAL AO $Q_{min}$ , PARA REGIME ESTACIONÁRIO E INSTACIONÁRIOS . . . . .	194

---

C.16 CASO DE ESTUDO DA SATEC - CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA PLANO $xy$ COM CAUDAL MÉDIO IGUAL AO $Q_{\min}$ , PARA REGIME ESTACIONÁRIO E INSTACIONÁRIOS . . . . .	198
--	-----

# ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 4.1	ESQUEMA DO CASO DE ESTUDO ISOTÉRMICO DO ANNEX 20 (3D). . . . .	30
FIGURA 4.2	ZONAS DE MEDIÇÃO ANNEX 20. . . . .	30
FIGURA 4.3	ESQUEMA DE UMA SIMULAÇÃO CÍCLICA (RETIRADO DE [63]). . . . .	32
FIGURA 4.4	PERFIL DE VELOCIDADE NO PLANO DE SIMETRIA DO CANAL DE INSUFLAÇÃO ( $W=1.5$ m) PARA DIFERENTES DENSIDADES DE MALHA. . . . .	35
FIGURA 4.5	VELOCIDADE MÁXIMA AO LONGO DAS DIFERENTES DENSIDADES DE MALHA, PARA O PLANO DE SIMETRIA ( $W=1.5$ m). . . . .	35
FIGURA 4.6	MAIOR VARIAÇÃO DA VELOCIDADE ENTRE MALHAS CONSECUTIVAS, PARA O PLANO DE SIMETRIA ( $W=1.5$ m). . . . .	36
FIGURA 4.7	PERFIL DA INTENSIDADE TURBULENTO NO PLANO DE SIMETRIA DO CANAL DE INSUFLAÇÃO ( $W=1.5$ m) PARA DIFERENTES DENSIDADES DE MALHA. . . . .	37
FIGURA 4.8	INTENSIDADE TURBULENTO MÁXIMA AO LONGO DAS DIFERENTES DENSI- DADES DE MALHA, PARA O PLANO DE SIMETRIA ( $W=1.5$ m). . . . .	38
FIGURA 4.9	MAIOR VARIAÇÃO DA INTENSIDADE TURBULENTO ENTRE MALHAS CONSECUTIVAS, PARA O PLANO DE SIMETRIA ( $W=1.5$ m). . . . .	38
FIGURA 4.10	DESENVOLVIMENTO DOS ESCOAMENTOS AO LONGO DO TEMPO, PARA OS MODELOS DE TURBULÊNCIA ESTUDADOS, NO PLANO DE SIMETRIA ( $y=1.5$ m). . . . .	40
FIGURA 4.11	PERFIL DA VELOCIDADE MÉDIA E INTENSIDADE TURBULENTO, NO PLANO DE SIMETRIA ( $y=1.5$ m), PARA VALORES MEDIDOS EXPERIMENTALMENTE E OS DIFERENTES MODELOS DE TURBULÊNCIA SIMULADOS. . . . .	41
FIGURA 4.12	LEI DE PAREDE DO MODELO $k-\epsilon$ E LAUNDERSHARMA $k-\epsilon$ . . . . .	42
FIGURA 4.13	MALHA DE CÁLCULO PARA SALA ANNEX 20. . . . .	45
FIGURA 4.14	ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA PARA O MODELO LAUNDERSHARMA $k-\epsilon$ . . . . .	49
FIGURA 4.15	RESULTADOS DO ESPAÇO ANNEX 20 COMPARADOS COM VALORES EXPERIMENTAIS DE [17]. . . . .	52
FIGURA 4.16	CAMPO DE VETORES DA VELOCIDADE. . . . .	54
FIGURA 4.17	ESQUEMA DO ESPAÇO DO CASO DE ESTUDO DE MURAKAMI, RETIRADO DE [18]. . . . .	56
FIGURA 4.18	TESTES DE INDEPENDÊNCIA DA MALHA. . . . .	61
FIGURA 4.19	MALHA DE CÁLCULO USADA PARA O CASO DE ESTUDO DE MURAKAMI. . . . .	62
FIGURA 4.20	ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA PARA O MODELO BUOYANT $k-\epsilon$ . . . . .	64
FIGURA 4.21	RESULTADOS DO CASO DE ESTUDO DE MURAKAMI <i>ET AL.</i> COMPARADOS COM OS VALORES EXPERIMENTAIS DO PRÓPRIO [16], RETIRADOS DE [18]. . . . .	66
FIGURA 5.1	ESQUEMA DA SATEC. . . . .	70
FIGURA 5.2	PLENO DA SATEC. . . . .	72
FIGURA 5.3	PONTOS DE MEDIÇÃO EXPERIMENTAL REALIZADA POR OSSWALD [84]. . . . .	72
FIGURA 5.4	SÉRIES TEMPORAIS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA VÁRIAS DENSIDADES DE MALHA. . . . .	76
FIGURA 5.5	MALHA DE CÁLCULO USADA PARA MODELAR A SATEC. . . . .	77
FIGURA 5.6	SÉRIES TEMPORAIS OBTIDAS NUMERICAMENTE PARA ESQUEMA CONVEC- TIVO UPWIND E LIMITED LINEAR $\alpha$ . . . . .	78

FIGURA 5.7	SÉRIES TEMPORAIS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS PARA ALGUNS PONTOS DA SATEC. . . . .	84
FIGURA 5.8	SÉRIES TEMPORAIS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA O MODELO RNG $k - \epsilon$ NA COORDENADA (0.3; 0.7; 1.7). . . . .	85
FIGURA 5.9	CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE NO PLANO $yz$ . COLUNA ESQUERDA RESULTADOS NUMÉRICOS, COLUNA DIREITA RESULTADOS EXPERIMENTAIS. . . . .	89
FIGURA 5.10	CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE NO PLANO $xz$ . COLUNA ESQUERDA RESULTADOS NUMÉRICOS, COLUNA DIREITA RESULTADOS EXPERIMENTAIS. . . . .	94
FIGURA 5.11	CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE NO PLANO $xy$ . COLUNA ESQUERDA RESULTADOS NUMÉRICOS, COLUNA DIREITA RESULTADOS EXPERIMENTAIS. . . . .	95
FIGURA 5.12	SUPORTE DOS ANEMÓMETROS. . . . .	97
FIGURA 5.13	SÉRIES TEMPORAIS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA OS TRÊS CAUDAIS ESTACIONÁRIOS. . . . .	99
FIGURA 5.14	SÉRIES TEMPORAIS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA $Q_{med}$ NA COORDENADA (0.3, 0.7, 1.7). . . . .	100
FIGURA 5.15	SÉRIES TEMPORAIS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA $Q_{min}$ NA COORDENADA (0.3, 0.7, 1.7). . . . .	100
FIGURA 5.16	TRAJETORIA DE PARTÍCULAS NÃO INERCIAIS PARA TEMPOS DE MÍNIMO, MÉDIO E MÁXIMO DO SINAL PARA A COORDENADA (0.3, 0.7, 1.7). . . . .	101
FIGURA 5.17	PLANO $xz$ QUE PASSA NO CENTRO DO CANAL DE INSUFLAÇÃO PARA TEMPOS DE MÍNIMO, MÉDIO E MÁXIMO DO SINAL PARA A COORDENADA (0.3, 0.7, 1.7). . . . .	101
FIGURA 5.18	SINAIS (REAL E TEÓRICO) SIMULADOS PARA A VERSÃO $Q_{max}$ . . . . .	104
FIGURA 5.19	SÉRIES TEMPORAIS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE AO LONGO DO TEMPO PARA ALGUNS PONTOS QUE MELHOR REPRESENTARAM OS EFEITOS DA VENTILAÇÃO INSTACIONÁRIA. . . . .	107
FIGURA 5.20	CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA ALGUNS PLANOS QUE MELHOR DEMONSTRAM AS VANTAGENS DA VENTILAÇÃO INSTACIONÁRIA PARA O CAUDAL MÉDIO DE ENTRADA IGUAL A $Q_{min}$ . . . . .	109
FIGURA A.1	ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA PARA O MODELO $k - \epsilon$ . . . . .	125
FIGURA A.2	ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA PARA O MODELO RNG $k - \epsilon$ . . . . .	128
FIGURA A.3	ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA PARA O MODELO $k - \omega SST$ . . . . .	131
FIGURA B.1	ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA PARA O MODELO $k - \epsilon$ . . . . .	134
FIGURA B.2	ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA PARA O MODELO RNG $k - \epsilon$ . . . . .	135
FIGURA C.1	SÉRIES TEMPORAIS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA VÁRIAS DENSIDADES DE MALHA. . . . .	139
FIGURA C.2	SÉRIES TEMPORAIS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA O CASO DE ESTUDO DA SATEC. . . . .	142
FIGURA C.3	SÉRIES TEMPORAIS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA OS TRÊS CAUDAIS ESTACIONÁRIOS. . . . .	145
FIGURA C.4	SINAIS (REAL E TEÓRICO) SIMULADOS PARA A VERSÃO $Q_{max}$ . . . . .	146
FIGURA C.5	SINAIS (REAL E TEÓRICO) SIMULADOS PARA A VERSÃO $Q_{med}$ . . . . .	147

FIGURA C.6	SINAIS (REAL E TEÓRICO) SIMULADOS PARA A VERSÃO $Q_{\min}$ . . . . .	148
FIGURA C.7	SÉRIES TEMPORAIS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA OS CASOS INSTACIONÁRIOS DE CAUDAL MÉDIO IGUAL A $Q_{\max}$ . . . . .	156
FIGURA C.8	SÉRIES TEMPORAIS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA OS CASOS INSTACIONÁRIOS DE CAUDAL MÉDIO DE ENTRADA IGUAL A $Q_{\text{med}}$ . . . . .	164
FIGURA C.9	SÉRIES TEMPORAIS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA OS CASOS INSTACIONÁRIOS DE CAUDAL MÉDIO DE ENTRADA IGUAL A $Q_{\min}$ . . . . .	172
FIGURA C.10	CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA PLANO $yz$ COM CAUDAL MÉDIO IGUAL AO $Q_{\max}$ , PARA REGIME ESTACIONÁRIO E INSTACIONÁRIOS. .	175
FIGURA C.11	CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA PLANO $xz$ COM CAUDAL MÉDIO IGUAL AO $Q_{\max}$ , PARA REGIME ESTACIONÁRIO E INSTACIONÁRIOS. .	179
FIGURA C.12	CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA PLANO $xy$ COM CAUDAL MÉDIO IGUAL AO $Q_{\max}$ , PARA REGIME ESTACIONÁRIO E INSTACIONÁRIOS. .	181
FIGURA C.13	CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA PLANO $yz$ COM CAUDAL MÉDIO IGUAL AO $Q_{\text{med}}$ , PARA REGIME ESTACIONÁRIO E INSTACIONÁRIOS. .	184
FIGURA C.14	CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA PLANO $xz$ COM CAUDAL MÉDIO IGUAL AO $Q_{\text{med}}$ , PARA REGIME ESTACIONÁRIO E INSTACIONÁRIOS. .	188
FIGURA C.15	CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA PLANO $xy$ COM CAUDAL MÉDIO IGUAL AO $Q_{\text{med}}$ , PARA REGIME ESTACIONÁRIO E INSTACIONÁRIOS. .	190
FIGURA C.16	CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA PLANO $yz$ COM CAUDAL MÉDIO IGUAL AO $Q_{\min}$ , PARA REGIME ESTACIONÁRIO E INSTACIONÁRIOS. .	193
FIGURA C.17	CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA PLANO $xz$ COM CAUDAL MÉDIO IGUAL AO $Q_{\min}$ , PARA REGIME ESTACIONÁRIO E INSTACIONÁRIOS. .	197
FIGURA C.18	CONTORNOS DA MAGNITUDE DA VELOCIDADE PARA PLANO $xy$ COM CAUDAL MÉDIO IGUAL AO $Q_{\min}$ , PARA REGIME ESTACIONÁRIO E INSTACIONÁRIOS. .	199



# ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 2.1	RESUMO ESTUDOS CFD SOBRE ESTRATÉGIAS DE VENTILAÇÃO. . . . .	16
TABELA 3.1	CONSTANTES DO MODELOS $k - \epsilon$ SEGUNDO ALGUNS AUTORES. . . . .	23
TABELA 3.2	CONSTANTES DO MODELOS RNG $k - \epsilon$ . . . . .	24
TABELA 3.3	CONSTANTES DO MODELOS $k - \omega SST$ . . . . .	26
TABELA 4.1	CONDIÇÕES FRONTEIRA CANAL DE INSUFLAÇÃO. . . . .	32
TABELA 4.2	RESUMO DAS CONDIÇÕES IMPOSTAS NAS SIMULAÇÕES DO CANAL DE INSUFLAÇÃO DO ANNEX 20. . . . .	39
TABELA 4.3	CONDIÇÕES FRONTEIRA ESPAÇO ANNEX 20. . . . .	44
TABELA 4.4	RESUMO DAS CONDIÇÕES IMPOSTAS NAS SIMULAÇÕES DO ESPAÇO ANNEX 20. . . . .	46
TABELA 4.5	PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS A 12.2°C E À $\approx$ PRESSÃO ATMOSFÉRICA.	57
TABELA 4.6	RESULTADOS DOS CÁLCULOS NECESSÁRIOS PARA OBTER O FLUXO DE CALOR A IMPOR NA PAREDE DE EXTRAÇÃO. . . . .	58
TABELA 4.7	CONDIÇÕES FRONTEIRA MURAKAMI. . . . .	58
TABELA 4.8	RESUMO DAS CONDIÇÕES IMPOSTAS NAS SIMULAÇÕES DO CASO DE MURAKAMI <i>ET AL.</i> [16]. . . . .	63
TABELA 5.1	PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS A 23.12°C E À $\approx$ PRESSÃO ATMOSFÉRICA.	74
TABELA 5.2	CONDIÇÕES FRONTEIRA SATEC EM MODO ESTACIONÁRIO. . . . .	74
TABELA 5.3	RESUMO DAS CONDIÇÕES IMPOSTAS NAS SIMULAÇÕES DA SATEC EM MODO ESTACIONÁRIO. . . . .	78
TABELA 5.4	PERÍODOS E FREQUÊNCIAS DOS SINAIS SINUSOIDAIS. . . . .	102
TABELA 5.5	AMPLITUDE DOS SINAIS SINUSOIDAIS. . . . .	103
TABELA 5.6	RESUMO DE TODAS AS SIMULAÇÕES INSTACIONÁRIAS A SEREM REALIZADAS.	103



## LISTAS DE SIGLAS E SÍMBOLOS

### Lista de siglas e abreviaturas

2D/3D	2/3 Dimensões
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
AV	Ventilação por contacto ( <i>Attached Ventilation</i> )
AVAC (HVAC)	Aquecimento, ventilação e ar condicionado ( <i>Heating, ventilation and air conditioning</i> )
BACS	<i>Building Automation and Control System</i>
CCAV	Ventilação por contacto em coluna circular ( <i>Circular Column Attachment Ventilation</i> )
CFD	Mecânica de Fluidos Computacional ( <i>Computational Fluid Dynamics</i> )
CO <sub>2</sub>	Dióxido de Carbono
Covid-19	<i>Coronavirus disease 2019</i>
DNS	<i>Direct Numerical Simulation</i>
DV	Ventilação por Deslocamento ( <i>Displacement Ventilation</i> )
EC/ECE	Efeito Coanda/ Efeito Coanda Expandido
EN	<i>European Standards</i>
ENIAC	<i>Electronic Numerical Integrator and Computer</i>
ER	Renovações de ar ( <i>Exchange Rates</i> )
IEA	<i>International Energy Agency</i>
IJV	Ventilação a Jato de Impacto ( <i>Impinging Jet Ventilation</i> )
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
IT	Intensidade turbulenta
MPC	<i>Model Predictive Control</i>
MV	Ventilação por Mistura ( <i>Mixing Ventilation</i> )
NASA	<i>National Aeronautics and Space Administration</i>
OF/Open-FOAM	<i>Open Field Operation and Manipulation</i>
PIC	<i>Particle-In-Cell</i>
PID	Controlador proporcional integral derivativo
PISO	<i>Pressure Implicit with Splitting of Operators</i>
PiV	Ventilação unidirecional tipo “Pistão” ( <i>Piston Ventilation</i> )

PMV	<i>Predicted Mean Vote</i>
PPD	<i>Predicted Percentage of Dissatisfied</i>
PV	Ventilação Personalizada ( <i>Personal Ventilation</i> )
QAI	Qualidade do Ar Interior
QUICK	<i>Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics</i>
RaNS	<i>Reynolds-averaged Navier-Stokes</i>
RDT	<i>Rapid Distortion Theory</i>
RMS	Raiz do valor quadrático médio ( <i>root mean square</i> )
RNG	<i>Re-Normalisation Group</i>
SATEC	Sala de testes de equipamentos de climatização
SIMPLE	<i>Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations</i>
SLURM	<i>Simple Linux Utility for Resource Management</i>
SST	Transporte de Tensão de Corte ( <i>Shear Stress Transport</i> )
SV	Ventilação em Estrato ( <i>Stratum Ventilation</i> )
URaNS	<i>Unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes</i>
VC	Volumes de controlo
VWAV	Ventilação por contacto com a parede ( <i>Vertical Wall Attachment Ventilation</i> )

### Lista de símbolos

$A$	Amplitude
$A_s$	Área da secção
$A_{sup}$	Área da superfície
$Ar$	Números de Archimedes
$C$	Constante de integração
$c_p$	Calor específico a pressão constante
$c_v$	Calor específico a volume constante
$D_h$	Diâmetro hidráulico
$e$	Energia interna específica
$f$	Frequência
$\mathbf{F}$	Força
$\mathbf{g}$	Gravidade
$\mathbf{i}, \mathbf{j}, \mathbf{k}$	vetores unitários ao longo do eixo $x$ , $y$ e $z$
$K$	Energia cinética específica
$k$	Constante de von Kármán
$k$	Energia cinética turbulenta
$k_{cond}$	Condutividade térmica
$k_{omni}$	Energia cinética da turbulência possível de inferir com dados medidos com o transdutor omnidirecional
$lm$	Comprimento de mistura

$\dot{m}$	Caudal mássico
$P$	Perímetro
$p$	Pressão ou pressão cinemática
$P_b$	Produções térmica da turbulência
$P_k$	Produções mecânicas da turbulência
$Pr_t$	Número de Prandtl turbulento
$q$	Calor
$q''$	Fluxo de calor
$Re$	Número de Reynolds
$Re_t$	Número de Reynolds turbulento
$S_{ij}^*$	Taxa média do tensor de deformação
$S_e$	Geração de calor por unidade de volume
$T$	Temperatura
$t$	Tempo
$u, v, w$	Componentes da velocidade
$U, V, W$	Componentes da velocidade média
$\mathbf{u}$	Vetor da velocidade
$\mathbf{U}$	Vetor da velocidade média
$U$	Magnitude da velocidade média
$U_0$	Velocidade de referência
$u^+$	Velocidade adimensional
$u_\tau$	Velocidade de fricção
$\dot{v}$	Caudal volúmico
$w$	Peso das células de canto/parede
$x, y, z$	Coordenadas cartesianas
$y$	Distância à parede
$y^+$	Distância à parede adimensional
$y_{lam}^+$	Intersecção estimada das sub-camadas viscosa e inercial
$C_\mu, C_1, C_2, C_3,$ $C_g, \eta_0, \sigma_k, \sigma_{k2},$ $\sigma_\epsilon, \sigma_\omega, \sigma_{\omega2}, \gamma,$ $\gamma_2, \beta, \beta_2, \beta^*, a_1$	Constantes dos modelos de turbulência
$f_\mu, f_1, f_2$	Fatores de amortecimento
$S_\psi$	Termo de produção/destruição genérico
$\alpha$	Constante do esquema convectivo limited linear
$\alpha_t$	Difusibilidade térmica turbulenta
$\beta$	Coefficiente de expansão térmica
$\Delta t$	Passo temporal
$\delta_{ij}$	Delta de Kronecker
$\epsilon$	Taxa de dissipação de energia turbulenta
$\epsilon_{log}$	$\epsilon$ calculado pelas suposições da sub-camada inercial
$\epsilon_{vis}$	$\epsilon$ calculado pelas suposições da sub-camada viscosa

$\mu$	Viscosidade dinâmica
$\mu_t$	Viscosidade dinâmica turbulenta
$\nu$	Viscosidade cinemática
$\nu_t$	Viscosidade cinemática turbulenta
$\nu_w$	Viscosidade cinemática perto da parede
$\rho$	Massa volúmica
$\boldsymbol{\sigma}, \sigma_{ij}$	Tensor de tensão
$\tau_{ij}$	Tensões viscosas
$\tau_w$	Tensão de corte na parede
$\varphi$	Fase da onda
$\psi$	Parâmetro exemplo (escalar, vetor ou tensor)
$\omega$	Taxa/frequência específica de dissipação
<b>S</b>	Invariante da taxa de deformação

#### Lista de símbolos matemáticos

$D/Dt$	Derivada material
$\partial/\partial$	Derivada parcial
$\nabla$	Operador gradiente
$\nabla \cdot$	Operador divergente
$\nabla^2$	Operador de Laplace
$\int$	Integral

#### Lista de sobrescritos e subscritos

$\bar{\quad}$	Média
$ref$	Valor de referência
$\hat{ins}, \hat{ext}$	Insuflação, extração

## **Aviso sobre a convenção do separador decimal**

No contexto desta dissertação, é importante observar que o ponto será adotado como separador decimal para todos os fins numéricos. Esta escolha foi adotada, pois a maioria dos softwares e plataformas digitais adotam essa mesma convenção. Esta abordagem facilita a interpretação dos valores numéricos, assegurando a consistência tanto para os leitores quanto para futuras análises automatizadas, resultando numa comunicação mais clara e eficaz dos resultados apresentados.



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contexto

Sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (AVAC) permitem controlar os valores da temperatura e da humidade relativa, bem como, a qualidade do ar interior. A regulação destes parâmetros é extremamente importante pois afeta na saúde (prevenindo problemas oculares, respiratórios e cardiovasculares), na eficiência cognitiva e produtividade e na prevenção de doenças infecciosas [1]. Mais recentemente, a importância da ventilação foi reconhecida por ser uma ferramenta poderosa no combate ao Covid-19, tendo-se confirmado que o aumento de caudal ventilado em espaços fechados pode ajudar na prevenção da transmissão da doença [2].

Para garantir o conforto térmico, e subsequentemente melhoria nos pontos referidos, existe um conjunto de normas como a ASHRAE Standard 55 [3] ou a ISO7730 [4] que têm por base o *predicted mean vote* (PMV), proposto por Fanger [5] em 1970 (índice que visa prever o valor médio dos votos de um grupo de ocupantes em uma escala de sensação térmica). No caso da ASHRAE definiram-se zonas de conforto térmico para o verão e inverno, já tendo em consideração as roupas e atividades do indivíduo, bem como alguns fatores que criam desconforto apesar do indivíduo se sentir termicamente neutro, tais como: desconforto devido à radiação térmica não uniforme, velocidade do ar, diferenças de temperatura no solo, entre outros, que são úteis para garantir o conforto. No caso da ISO, são analisadas as percentagens de pessoas insatisfeitas (*Predicted Percentage of Dissatisfied* - PPD), também ponderando as roupas e atividades do indivíduo. No entanto, para além do conforto térmico, os sistemas de climatização devem garantir a qualidade do ar interior (QAI) que se dará pela qualidade da ventilação do espaço. Assim sendo, foram também criadas normas como a ASHRAE 62.1 [6] ou a EN 16798-1 [7] que especificam concentrações máximas admissíveis de contaminantes, bem como caudais mínimos de

insuflação e extração.

Em Portugal, o Decreto-Lei n.º 101-D/2020, de 7 de dezembro [8], estabelece os requisitos aplicáveis à conceção e renovação de edifícios, sendo que o Despacho n.º 6476-E/2021, de 1 de julho [9] e Portaria n.º 138-G/2021, de 1 de julho [10] aprovam os requisitos mínimos de conforto térmico e requisitos para a avaliação da qualidade do ar interior nos edifícios de comércio e serviços, respetivamente.

Além dos efeitos benéficos de uma boa climatização para um indivíduo, existem outras vantagens no uso destes sistemas pois estes permitem-nos prevenir estragos de relíquias em museus e galerias, bem como criar ambientes com atmosfera controlada que são úteis para ramos como agricultura e obtenção de espaços aptos a diferentes espécies animais [11].

O setor dos edifícios é responsável por cerca de um terço do consumo total de energia, que se vai refletir em 28% da totalidade de emissões  $CO_2$  lançadas para a atmosfera (dados de 2021). Os sistemas de AVAC representam cerca de 38% da totalidade de consumo dos edifícios, o que equivale a 12% da energia total consumida [12].

Ao analisar a situação de Portugal, constatamos que o aquecimento e arrefecimento de espaços domésticos representam 19.1% e 1% respetivamente, da totalidade de energia consumida por uso final. No caso do aquecimento de espaços, os portugueses usam como fonte de energia a queima de biomassa e equipamentos à base de óleos de aquecimento (mais de 70%), seguindo-se, em percentagens mais baixas, pela eletricidade, eletricidade essa que pode ter origens renováveis, ou não. Sendo assim, o aquecimento de espaços em Portugal ainda se dá com alguma ajuda de fontes não renováveis. Apesar disso, 18.5% do uso da energia solar é aplicado para este tipo de consumo, no entanto, isto reflete menos de 10% da totalidade de tipos de energia usados para o aquecimento de espaços. No que toca ao arrefecimento de espaços, os portugueses usam somente eletricidade para o efeito. Sendo assim, as emissões de gases com efeito de estufa para a atmosfera estão interligadas com o tipo de fontes usados para a produção de energia elétrica (dados de 2020) [13].

A redução do consumo energético torna-se a cada dia um tópico relevante para garantir a prosperidade do ser humano no mundo, pelo que as reduções dos gastos energéticos dos sistemas AVAC são imprescindíveis.

A mecânica de fluidos computacional (*Computational Fluid Dynamics* - CFD) é um excelente recurso para estudar formas de otimizar os sistemas AVAC e, dessa forma, reduzir o consumo energético da climatização. É nesse sentido que aponta a

meta desta dissertação, estudar formas de otimizar sistemas de climatização, que se dará por estudos CFD de métodos mais eficientes de ventilação em união com dados medidos experimentalmente.

## 1.2 Objetivos

O objetivo desta dissertação passa por compreender os efeitos da ventilação em espaços interiores, para isso, serão realizados vários estudos CFD, usado o *software* OpenFOAM, que foi escolhido por ser um programa de alta qualidade e *open source* [14].

Numa primeira parte, serão analisados dois casos de estudo relativos à ventilação em espaços interiores, sendo o objetivo validar as técnicas numéricas, de discretização e de modelação física de escoamentos deste tipo, sendo que no primeiro caso de estudo, será simulado o espaço de referência IEA Annex 20 *test room* [15], que será um espaço isotérmico ventilado e no segundo caso será simulado uma sala não isotérmica de Murakami *et al.* [16]. Nestas simulações vamos validar os resultados numéricos com os valores experimentais existentes em [17] para o primeiro caso e em [18] no segundo.

Numa segunda parte desta dissertação o objetivo passa por simular a SATEC (sala de testes de equipamentos de climatização), localizada no laboratório de AVAC do Instituto Superior de Engenharia do Porto (ISEP). O conceito destas simulações passa por implementar os modelos de turbulência que melhor se adequam ao tipo de espaço em causa, tendo para isso acesso a valores experimentais medidos e, à *posteriori* investigar se a implementação de um caudal ventilado periódico traria vantagens para a climatização do espaço e subsequente benefício no consumo energético do sistema AVAC.

## 1.3 Metodologia

Para atingirmos os objetivos impostos, será fundamental seguir o plano de metodologia. Este plano terá por base o processo geral para realizar um estudo de CFD. De acordo com a NASA (*National Aeronautics and Space Administration*) [19], para cada caso de estudo, o processo baseia-se em:

- Formular o problema;
- Modelar a geometria e o domínio do problema. Nestes casos todas as geometrias foram modeladas diretamente no programa OpenFOAM, sem necessidade de modelar qualquer geometria num programa auxiliar;
- Estabelecer as condições iniciais e de fronteira;

- Gerar a malha de cálculo;
- Estabelecer a estratégia de simulação, escolhendo os modelos de turbulência, esquemas convectivos, entre outros;
- Realizar algum pré-processamento que no nosso caso vai passar por movimentar e modificar arquivos de dados iniciais;
- Correr a simulação;
- Monitorizar a simulação, analisando a convergência;
- Realizar o pós-processamento, de forma a retirar os resultados;
- Comparar os resultados, quer com outros resultados numéricos, quer com resultados experimentais;
- Repetir o processo, examinando as sensibilidades;
- Documentar o processo (que ficará documentado nesta dissertação).

Não esquecendo que para começar estes estudos foi primeiramente necessário adquirir conhecimento sobre mecânica de fluidos computacional, em especial na área da climatização e assimilar conceitos nos *softwares* Linux, OpenFOAM, Paraview e Python.

## 1.4 Estrutura

Esta dissertação esta dividida em seis capítulos, com a seguinte apresentação:

- Capítulo 1 (Introdução) - Neste capítulo é abordado o contexto que levou à execução desta dissertação, os objetivos a serem atingidos e o método usado para os atingir.
- Capítulo 2 (Revisão bibliográfica) - Neste capítulo estão apresentados e explicados alguns dos conhecimentos já existentes sobre as áreas de estudo desta dissertação, expondo atuais sistemas de redução do consumo energético em sistemas de AVAC e a importância da mecânica de fluidos computacional nesta vertente.
- Capítulo 3 (Modelos matemáticos e técnicas numéricas) - Neste capítulo estão apresentados todos os conceitos matemático necessários à elaboração dos estudos.
- Capítulo 4 (Validação das técnicas numéricas e modelação física) - Neste capítulo são apresentados e investigados os dois casos de estudos usados para garantir uma boa execução em CFD de casos de ventilação interior.

- Capítulo 5 (Ventilação instacionária) - Neste capítulo é comparado o efeito entre um caudal estacionário e um caudal não estacionário, obtido por implementação de um caudal variável de sinal sinusoidal.
- Capítulo 6 (Conclusão) - O último capítulo apresenta as conclusões retiradas pelos estudos concretizados, bem como uma reflexão sobre as limitações e trabalhos futuros a serem realizados.



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Redução do consumo energético de sistemas AVAC

Para atingir a meta de descarbonização imposta pela União Europeia [20], diversas técnicas têm sido utilizadas para reduzir os custos energéticos dos sistemas de AVAC, preservando as suas funções.

Existem várias formas de otimizar os sistemas AVAC, desprezando a inovação dos seus constituintes que afetam diretamente a *performance* do sistema. Uma das formas de otimizar os sistemas de AVAC é pela aplicação de estratégias de controlo eficientes, ou seja, se melhorarmos a forma de como o edifício responde às condições externas, então conseguimos reduzir os gastos energéticos destes conjuntos. Os edifícios inteligentes estão muitas vezes associados ao uso destes sistemas de controlo que analisam as necessidades do mesmo e atuam da melhor forma, algo que se auto denomina BACS (*Building Automation and Control System*). Existem duas estratégias de sistemas de controlo, as tradicionais e as avançadas. A primeira estratégia está associada sobretudo a sistemas de controlo sequencial e ao uso de controladores PID (proporcional integral derivativo). Já a segunda estratégia, está ligada a uso de sistemas computacionais, tanto leves (como redes neurais artificiais e algoritmos de aprendizagem por reforço) como avançados (como o *Model Predictive Control - MPC*), mas também existem combinações destes dois sistemas, os chamados sistemas híbridos, que usam estes dois tipos de sistemas computacionais para gerir da melhor forma as necessidades do edifício/espço [21].

Outra forma de otimizar os sistemas de climatização é pela combinação dos diferentes componentes destes sistemas de modo a criar uma configuração energeticamente eficiente [22].

Nesta dissertação a estratégia de redução do consumo energético será obtida pela mudança do tipo de ventilação dos espaços, ou seja, se a dispersão do fluido no espaço se der de uma forma mais eficiente, conseguiremos garantir tanto o aquecimento/arrefecimento do espaço como a qualidade do ar interior. Tendo em conta os estudos de [23], [24], [25], [26], [27], [28], podemos distinguir alguns tipos de sistemas de ventilação mais conhecidos:

- Ventilação unidirecional tipo “pistão” (*Piston Ventilation-PiV*). Neste método o fluido terá uma propagação unidirecional desde a insuflação à extração e dessa forma irá haver um varrimento dos contaminantes. É fácil perceber que para a PiV ser o mais eficiente possível, a turbulência deverá ser mínima, mas será necessário um grande caudal;
- Ventilação por deslocamento (*Displacement Ventilation-DV*). Este tipo de ventilação é ideal para espaços com grande ocupação, pois baseia-se na insuflação de um caudal frio que será aquecido pelos ocupantes e, pelo efeito da impulsão (*Buoyancy*) criado pela diferença de massas volúmicas do fluido (quente e frio) irá haver uma limpeza e arrefecimento do espaço, no entanto, este método não é eficaz para aquecer espaços pois o ar quente iria alojar-se no topo da sala;
- Ventilação a jato de impacto (*Impinging jet ventilation-IJV*). Este método apresenta uma melhoria do método DV, pois permite o aquecimento dos espaços (algo que o método DV não consegue). Para isso o IJV depende da aplicação de um jato de ar suficientemente forte para chegar ao pavimento do espaço e dispersar-se pelo mesmo, criando uma dispersão idêntica à do método DV;
- Ventilação por mistura (*Mixing Ventilation-MV*). O método MV permite garantir a QAI, bem como o aquecimento e arrefecimento dos espaços, pois baseia-se na mistura entre o ar insuflado e ar do espaço, que é garantido tanto pelo impulso do jato como pela flutuabilidade, que criará um espaço térmicamente desejado e também limpo por meio da redução da concentração do contaminante;
- Ventilação em estrato (*Stratum ventilation-SV*). Este tipo de ventilação resulta da insuflação de ar diretamente sobre a cabeça dos ocupantes do espaço e, de acordo com estudos experimentais e numéricos, é capaz de fornecer conforto térmico com redução de gastos energéticos, quando comparado com as outras estratégias de ventilação mais usadas para espaços com ocupantes, a MV e DV;
- Ventilação por contacto (*Attachment Ventilation-AV*). Neste tipo de ventilação o ar é fornecido através do efeito Coanda (EC) e Coanda extendido (ECE). Este efeito faz com que o fluido se junte à superfície adjacente, seguindo-a em vez de se afastar em uma trajetória reta. Existem vários métodos de ventilação por contacto como o VWAV (*Vertical Wall Attachment Ventilation*) em que

um jato vertical se junta à parede, ou por exemplo o CCAV (*Circular Column Attachment Ventilation*) em que uma coluna vertical liberta ar pelo topo em direção ao solo, fazendo com que o ar se agarre à coluna pelo efeito Coanda. A diferença entre EC e ECE é que neste último o ar permanece junto ao solo após finalizar a sua trajetória vertical;

- Outros: as estratégias acima representam maior parte dos tipos de ventilação existentes, no entanto, novas ideias tem sido implementadas como a ventilação difusa pelo teto (insuflação do ar é feita a partir de furos presentes no teto), a distribuição de ar por baixo do chão (insuflação dá-se pelo pavimento), a ventilação personalizada, PV (diretamente para o indivíduo, a partir de uma cadeira por exemplo), entre outras.

Mais recentemente uma nova estratégia de ventilação tem vindo a ser muito discutida, a ventilação não estacionária ou *unsteady ventilation* (ver [29]). Este tipo de ventilação pode ser imposto a todas as estratégias de ventilação acima apresentadas, pois é apenas uma mudança no estado do escoamento. Atualmente, e independentemente da estratégia de ventilação usada, o escoamento do fluido nos espaços é praticamente estacionário, o que indica que ao longo do tempo, um ponto do espaço irá ter sempre as mesmas condições. Com a ventilação instacionária promove-se a omidirecionalidade dos escoamentos o que leva a um maior efeito de mistura/limpeza evitando-se o aparecimento de grandes estruturas estacionárias nos escoamentos e viabilizando-se uma redução de consumo. Este tipo de ventilação foi primeiramente referida na *Bauer Optimierungstechnik*, como referido em [29], e existem várias formas de obter uma ventilação não estacionária, como por:

- Convecção Natural - onde o ar é distribuído com baixas velocidades para que o efeito de flutuabilidade seja grande o suficiente para criar escoamentos não estacionários;
- Intermitência - obtido pela ativação/desativação das saídas de caudal em pequenos intervalos temporais;
- Sinal periódicos (*e.g.* sinusoidal, quadrado) - neste caso o caudal de ar insuflado varia de forma periódica, alterando o escoamento no espaço ao longo do tempo.

Várias instituições estudaram estes diferentes tipos de ventilação não estacionária que se demonstraram não só aptos a melhorar o efeito de mistura e reduzir o consumo, como já mencionado, mas também a melhorar a eficiência da ventilação, criar homogeneidade na velocidade e temperatura e a melhorar o arrefecimento em zonas quentes. No entanto, para além destas instituições, cujas investigações se encontram expostas e explicadas em [29], já muitos estudos experimentais foram

conduzidos. Tian e LinZ [30] estudaram a aplicação de jato de ar pulsante/intermitente numa sala com estratégia SV, realizando comparações entre os resultados experimentais e um modelo híbrido (físico-empírico) e Mesenhöller *et al.* [31] realizou comparações entre ventilação estacionária e não estacionária para uma sala isotérmica, variando caudais, amplitudes, durações de ciclo, tipo de entrada de ar e sinais de entrada, que servirão de exemplo para o nosso estudo computacional. Além de estudos experimentais, vários estudos computacionais (com apoio experimental) têm sido realizados sobre esta estratégia de ventilação, tal como veremos mais adiante.

## 2.2 Mecânica de fluidos computacional (CFD)

### 2.2.1 História

A Mecânica de Fluidos Computacional (CFD) é um ramo da engenharia que prevê os movimentos de fluidos, transferência de calor e de massa, resolvendo as equações que governam estes fenómenos físicos por meio numérico/computacional. Para muitos, o primórdio do CFD adveio do Lewis Fry Richardson que imaginou uma forma de prever dados atmosféricos, usando várias pessoas posicionadas numa rede ao redor do globo que iriam receber os dados atmosféricos da sua localização e resolver as equações passando os dados para as pessoas à sua redondeza, permitindo prever a meteorologia. Apesar de ser só uma ideia imaginada em 1922, foi a partir dela que muitos creem que nasceu a mecânica de fluidos computacional [32], [33].

Só uns anos depois é que efetivamente foi desenvolvido a primeira simulação, que se baseava num escoamento a baixas velocidades em torno de um cilindro, realizado por Thom em meados de 1930. Entretanto, depois da criação dos primeiros computadores eletrónicos, como o ENIAC (*Electronic Numerical Integrator and Computer*), é que o CFD começou a evoluir exponencialmente, tendo-se criado o método *particle-in-cell* (PIC) adequado para escoamentos multi-dimensionais por Harlow no Los Alamos National Laboratory em 1957 [34]. Nos anos 70 houve um bom avanço na mecânica de fluidos computacional, com Launder e Spalding [35] a melhorarem o modelo de turbulência  $k - \epsilon$ , inicialmente desenvolvido por Jones e Launder [36] e Spalding em colaboração com Patankar na elaboração do algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure*) [37], [38].

Desde então, a mecânica de fluidos computacional tem sido estudada e usada nos mais diversos ramos, e o número de publicações relacionadas com o tema tem crescido ao longo dos anos.

## 2.2.2 Validação dos estudos numéricos

A principal vantagem do CFD é o custo, é fácil de perceber que o custo associado ao funcionamento de um computador é inferior ao necessário para realizar ensaios experimentais (podendo haver exceções à medida que a complexidade da simulação aumenta). A velocidade também é um fator a favor do CFD, pois, imaginando o mais básico dos processos, iríamos demorar bastante tempo só na instalação dos componentes de medição e realizar os ensaios, algo que um computador realizará em pouco tempo. Além destas vantagens, o CFD permite conceber condições realísticas sem barreiras (escalas ilimitadas de dimensões, temperaturas e velocidades e uso de substâncias tóxicas e inflamáveis difíceis de usar em ensaios experimentais) e até simular condições teóricas/ideais, algo que mesmo no mais preciso dos ensaios experimentais será difícil, ou mesmo impossível de recriar.

No entanto, o uso de CFD apresenta certas desvantagens, antes de mais, poderemos ter casos em que não existam expressões matemáticas que descrevam determinados fenômenos e, mesmo que haja, existe um aumento do custo quando nos deparamos com problemas de elevada complexidade/sensibilidade e dificuldade em saber se a solução corresponde verdadeiramente à realidade, especialmente quando testamos novos modelos matemáticos. Para ultrapassar este último problema, os estudos CFD estão muitas vezes associados a validações com resultados experimentais [39].

A verificação e validação de soluções numéricas por conta de dados experimentais, é feita a partir de medições/modelos de referência, conhecidos como *benchmarks*.

No que toca à ventilação, existem um conjunto de *benchmarks* disponíveis e nesta dissertação iremos usar dois casos. Um primeiro caso foi originado pela *International Energy Agency* (IEA), agência formada em 1974 e que tem como objetivo aumentar a segurança energética, a partir de pesquisa, desenvolvimento e demonstração neste domínio. Uma das áreas abrangidas pela agência foi a conservação energética em edifícios, de onde se realizaram vários projetos, sendo um deles o Annex 20 que tinha como uma das funções criar um *benchmark* de CFD relativo ao escoamento de ar dentro de edifícios, para garantir eficiência na ventilação destes espaços [15]. Muitos estudos CFD foram e continuam a ser realizados para o caso isotérmico do Annex 20 *room* e bons resultados podem ser encontrados em [17], [18], [40], [41], [42].

O outro caso de estudo será o *benchmarks* do Murakami *et al.* [16] que foi desenvolvido para analisar um caso não isotérmico, pois, de acordo com o autor, “salas com ar condicionado geralmente não são isotérmicas, e a força de impulsão causada pela diferença de temperatura exerce um efeito não desprezável não apenas no fluxo médio, mas também em suas propriedades de turbulência”([16], p.11, tradução do

autor). Outros estudos já realizados para este caso podem ser encontrados em [18], [43].

### 2.2.3 CFD na ventilação

O uso da mecânica de fluidos computacional está muitas vezes associada à indústria aeroespacial e previsão meteorológica, no entanto, a utilização na área da climatização, com especial atenção à ventilação, tem sido cada vez maior, uma vez que se demonstra útil para os vários parâmetros que a englobam como transferência de calor existentes no aquecimento e arrefecimento de espaços e a mecânica de fluidos no caso da análise do fluxo do escoamento. No entanto, o uso do CFD não foi a primeira forma de obter as soluções para as equações fundamentais destas áreas (mecânica de fluidos e transferência de calor). Existiram 3 momentos distintos para a obtenção das soluções das equações que governam estes campos: obtenção das soluções por forma analítica aproximada, criação de relações empíricas obtidas a partir de medições em testes (caso muito usual para normas de climatização) e por fim uso de soluções numéricas.

O estudo da ventilação por CFD (ou seja, por soluções numéricas) começou a crescer a partir da década de 70, com os trabalhos iniciais de Nielsen [44] e Restivo [45]. Mas, com os avanços computacionais e subsequente diminuição do tempo computacional, os estudos de ventilação têm sido cada vez maiores tendo-se notado um aumento significativo num período marcado pela Covid-19, onde se estudou as melhores estratégias de ventilação que poderiam travar a propagação da doença em espaços interiores [46], [47]. Além disso, muitos outros estudos foram realizados para analisar os métodos mais eficientes de ventilação, tal como veremos a seguir.

No que diz respeito a métodos estacionários, já se realizaram comparações entre MV, DV e IJV feitas por Varodompun e Navvab [48], tendo-se concluído que a DV apresenta melhor ventilação do espaço, no entanto falha na questão do conforto térmico onde a IJV é a superior. Na questão da qualidade da ventilação a IJV é também superior à MV e fica só um pouco atrás da DV pelo que deverá ser uma das melhores alternativas de ventilação. Também se analisaram comparações entre MV, DV e PV para seis diferentes temperaturas (de 21 a 26°C) e com extração localizada no teto e no pavimento de onde se concluiu que a eficiência da ventilação é muito dependente da temperatura imposta e, tendo isso em ponderação, a DV apresentou a melhor eficiência para 21°C - 23°C seguindo-se da PV para as restantes temperaturas quando a extração se dá pelo teto [49].

Relativamente a métodos não estacionários (foco desta dissertação) sobressaem alguns estudos CFD como a investigação da ventilação não estacionária causada pelo efeito da impulsão/flutuabilidade, onde se criou 3 casos distintos: convecção

forçada num espaço vazio (caso 1); convecção forçada num espaço com um cubo não aquecido (caso 2) e com o cubo aquecido (caso 3). Deste estudo os autores, Yao e Yao [50] concluíram que para os casos 1 e 2 o estado instacionário acontece devido ao elevado número de Grashof e às recirculações nos cantos do espaço. No caso 3 existe a maior variação frequencial entre, 4.3 e 4.6 Hz que é fruto tanto dos fatores mencionados acima, mas também pela instabilidade térmica causada pelo cubo que, apesar de estabilizar o escoamento na zona mais acima do cubo, cria um escoamento não estacionário oscilatório nas zonas laterais do mesmo. No caso da instabilidade causada por intermitência, Karam *et al.* [51] simulou a situação de uma sala de aula, onde a ventilação não estacionária era imposta a partir de um jato de ar intermitente de arrefecimento em conjunto com purificadores de ar portáteis (com caudal constante) localizados entre dois grupos da sala, para analisar a contaminação entre os dois grupos (caso 1) e entre filas num mesmo grupo (caso 2). Para a situação dos purificadores funcionarem a 350 m<sup>3</sup>/h (caudal máximo para a fatura energética ser idêntica a um caso com ventilação comum estacionária) os níveis de exposição ao contaminante para um caudal de 294 L/s e um período de 4.5 min para o jato intermitente são menores do que os obtidos caso tivéssemos um sistema de ventilação comum e lugares separados 2 m entre si.

Outro estudo neste modo de ventilação não estacionária foi o de Assaad *et al.* [52] que testou a aplicação de um caudal intermitente a um sistema PV localizado numa secretária de um escritório (com teto radiante) para entender a relação entre a frequência da insuflação e o conforto térmico e QAI resultantes. O mesmo concluiu que para temperaturas de teto radiante de 16°C, o caudal intermitente não teve qualidade superior ao caudal estacionário, mas para uma temperatura de 20°C e frequência de 0.5 Hz o caudal não estacionário foi bastante satisfatório. A nível energético (para um mesmo caudal de PV de 7.5 L/s) a PV intermitente a 22.5°C em conjunto com teto radiante a 19°C obtém poupança energética de 7.52% quando comparado com PV estacionária a 22°C e teto radiante a 18°C e 15.04% de poupança quando comparado com apenas teto radiante a 17°C.

Finalmente para o caso de ventilação instacionária obtida por insuflação de um caudal sinusoidal Assaad *et al.* [53] estudou a eficiência da ventilação para um espaço com MV em conjunto com PV onde este caudal é não estacionário, obtido por um sinal sinusoidal. Para uma frequência de 0.94 Hz e um caudal médio de 7.5 L/s o caudal não estacionário salva até 21.34% do consumo energético quando comparado com um caudal estacionário.

É importante salientar que a maior parte dos estudos acima mencionados apresentam validações experimentais que suportam o estudo CFD. Na tabela abaixo (2.1) encontra-se um resumo dos estudos realizados nesta vertente (estratégias de ventilação).

Tabela 2.1 – Resumo estudos CFD sobre estratégias de ventilação.

<b>Autor</b>	<b>Estudo</b>
<b>Métodos estacionários</b>	
Varodompun e Navvab [48]	Comparação entre MV, DV e IJV.
Kalmár <i>et al.</i> [49]	Comparação entre MV, DV e PV.
<b>Métodos instacionários</b>	
Yao e Yao [50]	Estudo computacional sobre ventilação não estacionária imposta por Convecção Natural.
Karam <i>et al.</i> [51]	Ventilação não estacionária a partir de um jato de ar intermitente de arrefecimento em conjunto com purificadores de ar portáteis numa sala de aula.
Assaad <i>et al.</i> [52]	Aplicação de um caudal intermitente a um sistema PV localizado numa secretária de um escritório (com teto radiante).
Assaad <i>et al.</i> [53]	Estudo da eficiência da ventilação para um espaço com MV em conjunto com PV onde este caudal é não estacionário, obtido por um sinal sinusoidal.

### 3 MODELOS MATEMÁTICOS E TÉCNICAS NUMÉRICAS

#### Convenções e notações

Nas secções subsequentes são usadas as seguintes notações e convenções.

- Del ou nabla,  $\nabla$

O símbolo  $\nabla$  será usado para representar gradientes ou divergentes.

$$\nabla f = \frac{\partial f}{\partial x}i + \frac{\partial f}{\partial y}j + \frac{\partial f}{\partial z}k$$

$$\nabla \cdot F = \frac{\partial F_x}{\partial x} + \frac{\partial F_y}{\partial y} + \frac{\partial F_z}{\partial z}$$

- Delta,  $\Delta$

Divergente do vetor velocidade,  $\mathbf{u}$ .

$$\Delta = \nabla \cdot \mathbf{u}$$

- Dois pontos,  $:$

Soma dos 9 produtos dos componentes do tensor.

$$F : G = F_{ii}G_{ii} + F_{ij}G_{ij} + F_{ik}G_{ik} + F_{ji}G_{ji} + F_{jj}G_{jj} + F_{jk}G_{jk} + F_{ki}G_{ki} + F_{kj}G_{kj} + F_{kk}G_{kk}$$

- Derivada material ou de Stokes [54]

Para um dado parâmetro (escalar, vetor ou tensor),  $\Psi$ , a derivada material é

dada por,

$$\frac{D\Psi}{Dt} = \frac{\partial\Psi}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla\Psi$$

- Notação de Einstein

Nesta notação, sempre que o mesmo índice aparece duas vezes no mesmo termo, é necessário fazer o somatório desse termo para todos os valores do índice.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}$$

### 3.1 Equações fundamentais

As equações fundamentais utilizadas neste trabalho consistem na equação da continuidade/conservação de massa, na equação de quantidade de movimento linear e nas equações energéticas, mais especificamente nas equações para energia interna e cinética.

Segundo Batchelor [55], a equação da continuidade (notação vetorial) é dada por

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{u}) = 0, \quad (3.1)$$

sendo  $\rho$  a massa volúmica do fluido e  $\mathbf{u}$  o vetor velocidade.

A equação da quantidade de movimento linear é dada por

$$\rho \frac{D\mathbf{u}}{Dt} = \rho\mathbf{F} + \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma}, \quad (3.2)$$

onde  $\mathbf{F}$  representa uma qualquer força que atua sobre o fluido, sendo que esta será a maior parte das vezes a força gravítica ( $\mathbf{F} = \mathbf{g}$ ) e  $\boldsymbol{\sigma}$  representa o tensor de tensão, que é dado (na forma tensorial) por

$$\sigma_{ij} = \underbrace{-p\delta_{ij}}_{\text{Tensões de pressão}} + \underbrace{\tau_{ij}}_{\text{Tensões viscosas}}, \quad (3.3)$$

onde  $p$  representa a pressão e  $\delta_{ij}$  o delta de Kronecker.

Considerando que as tensões viscosas do fluido,  $\tau_{ij}$ , estão em todos os pontos linearmente correlacionadas com a taxa de deformação local (fluido Newtoniano) temos que

$$\tau_{ij} = 2\mu \left( e_{ij} - \frac{1}{3}\Delta\delta_{ij} \right), \quad (3.4)$$

onde

$$e_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \text{ e } \Delta = e_{ii}. \quad (3.5)$$

Muitas vezes poderemos considerar a incompressibilidade do fluido que se traduz em

$$\frac{D\rho}{Dt} = 0. \quad (3.6)$$

Desta forma, a equação de conservação da massa reduz-se a

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = \Delta = 0. \quad (3.7)$$

Já a equação da quantidade de movimento linear sofre uma mudança devido ao tensor de tensões viscosas, que pode ser reduzido à Eq.3.8 pois, agora  $e_{ii} = \Delta = 0$  (devido à continuidade).

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right). \quad (3.8)$$

Assim, a equação da quantidade de movimento linear transforma-se em

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = \rho g \delta_{ij} - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right]. \quad (3.9)$$

Ao passar a Eq.3.9 para a notação vetorial, e considerando que tanto  $\rho$  como  $\mu$  são constantes, obtemos as equações de Navier-Stokes:

$$\rho \frac{D\mathbf{u}}{Dt} = \rho \mathbf{g} - \nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u}. \quad (3.10)$$

Por vezes também será necessário incorporar equações energéticas adicionais para capturar adequadamente o comportamento do fluido. Em situações que envolvem transferência de calor e outras mudanças energéticas significativas esta adição de equações energéticas é fundamental.

Estas equações devem ser resolvidas em agregação às equações anteriores, sendo que poderemos ter em consideração a energia cinética [56]

$$\rho \frac{DK}{Dt} = \nabla \cdot (\boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{u}) + \rho \mathbf{g} \cdot \mathbf{u}, \quad (3.11)$$

e a energia interna

$$\rho \frac{De}{Dt} = -\nabla \cdot q'' + S_e, \quad (3.12)$$

que conjugadas resultam na equação de conservação de energia

$$\rho \frac{De}{Dt} + \rho \frac{DK}{Dt} = -\nabla \cdot q'' + S_e + \nabla \cdot (\boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{u}) + \rho \mathbf{g} \cdot \mathbf{u}, \quad (3.13)$$

onde  $S_e$  representa a geração de calor por unidade de volume,  $e$  a energia interna

específica,

$$e = \int_{T_{ref}}^T c_v dT + e_{ref}, \quad (3.14)$$

$K$  a energia cinética específica,

$$K = \frac{1}{2}(\mathbf{u} \cdot \mathbf{u}) = \frac{1}{2}(|\mathbf{u}|)^2, \quad (3.15)$$

e  $q''$  o fluxo de calor, dado pela lei de Fourier [57],

$$q'' = -\kappa_{cond} \nabla T. \quad (3.16)$$

É possível simplificar a equação 3.13 com ajuda da equação de quantidade de movimento linear resultando em

$$\rho \frac{De}{Dt} = -\nabla \cdot q'' + S_e + \boldsymbol{\sigma} : \nabla \mathbf{u}. \quad (3.17)$$

### 3.2 Modelação da turbulência

Na presente dissertação serão abordados escoamentos turbulentos, que fundamentalmente poderiam ser resolvidos com as equações 3.1, 3.2 e 3.17, no entanto, realizar a integração temporal destas equações para os casos estudados exigiria elevados recursos computacionais, a que atualmente ainda não se tem acesso. Sendo assim, esta abordagem, *Direct Numerical Simulation* - DNS não será usada.

Para ultrapassar este problema recorre-se a algum tipo de aproximação que retire algum peso computacional. Com a decomposição de Reynolds [58] é possível alterar as quantidades instantâneas em componentes médias,  $\bar{\Psi}$ , e flutuantes,  $\Psi'$ , por exemplo:

$$u(x, t) = \bar{u}(x) + u'(x, t), \quad (3.18)$$

$$p(x, t) = \bar{p}(x) + p'(x, t). \quad (3.19)$$

Será também usado ao longo desta dissertação  $U$ ,  $V$  e  $W$  para representar as componentes médias da velocidade em  $x$ ,  $y$  e  $z$  ( $\bar{u}$ ,  $\bar{v}$  e  $\bar{w}$ ).

Com a decomposição de Reynolds é possível alterar as equações da continuidade e quantidade de movimento linear (Eq.3.1 e Eq.3.2) em

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{\mathbf{u}}), \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial \rho \bar{\mathbf{u}}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{\mathbf{u}} \bar{\mathbf{u}}) + \nabla \cdot (\rho \overline{\mathbf{u}' \mathbf{u}'}) = \rho \bar{\mathbf{F}} + \nabla \cdot \bar{\boldsymbol{\sigma}}. \quad (3.21)$$

A partir destas equações é necessário resolver o tensor de tensões de Reynolds,  $-\rho \overline{\mathbf{u}' \mathbf{u}'}$ ,

para fechar o modelo matemático. Esta aproximação está na base da formulação RaNS (*Reynolds-averaged Navier-Stokes*) ou URaNS (*Unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes*), quando associado a um algoritmo transiente. Para resolver o tensor de tensões de Reynolds existe uma variedade de modelos (modelos de turbulência), que apresentam diferentes complexidades.

De acordo [59], [60], [61] os modelos de turbulência podem ser divididos em:

- Modelos de viscosidade turbulenta linear:
  - Modelos algébricos;
  - Modelos de uma equação;
  - Modelos de duas equações.
- Modelos de viscosidade turbulenta não linear.
- Modelo de tensão de Reynolds.

Neste trabalho o foco será nos modelos de viscosidade turbulenta linear, onde se recorre à aproximação/hipótese de Boussinesq [62], que introduz o conceito de viscosidade turbulenta. O autor estabelece que em um escoamento turbulento, o movimento das pequenas escalas turbulentas tem um efeito semelhante à viscosidade do mesmo. Desta forma, o tensor de tensão de Reynolds seria dado por

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij}^* - \frac{2}{3}\rho k \delta_{ij}, \quad (3.22)$$

onde  $\mu_t$  representa a viscosidade dinâmica turbulenta,  $S_{ij}^*$  representa a taxa média do tensor de deformação, dado por

$$S_{ij}^* = \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right] - \frac{1}{3} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij}, \quad (3.23)$$

e  $k$  representa a energia cinética turbulenta, dada por

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i}. \quad (3.24)$$

Desta forma o tensor de tensões de Reynolds é dado por

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}, \quad (3.25)$$

sendo que para casos incompressíveis,  $\frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} = 0$ , resultando em,

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}. \quad (3.26)$$

Neste trabalho serão apenas usados alguns modelos de turbulência, sendo as equações associadas a cada um apresentadas seguidamente, levando em consideração os autores originais. No caso do *software* usado, o OpenFOAM, as equações serão muito idênticas às originais e poderão ser consultadas na documentação [63] ou no código [64], havendo sobretudo acréscimos, tais como a adição da constante da fração de fase, necessária para resolver problemas multifásicos e, a adição de um termo compressível baseado na teoria da distorção rápida (*Rapid Distortion Theory-RDT*), explicada em pormenor por Hunt e Carruthers [65], necessária para casos compressíveis. No entanto, caso haja discrepâncias significativas entre o *software* de CFD utilizado e os autores originais, estas serão mencionadas.

### 3.2.1 Modelo $k - \epsilon$

O modelo  $k - \epsilon$  foi desenvolvido por Jones e Launder [36] em 1972 , tendo ficado conhecido com o melhoramento realizado por Launder e Spalding [35] em 1974. Atualmente ainda é o modelo mais usado, sendo que este também está na base de vários modelos de turbulência.

Tal como todos os modelos aqui apresentados, a caracterização da turbulência é feita a partir de duas equações diferenciais de transporte. Neste caso, as duas variáveis destas equações são a energia cinética turbulenta,  $k$ , definida pela equação 3.24 e a taxa de dissipação de energia turbulenta,  $\epsilon$ , definida na forma tensorial por

$$\epsilon = \nu \frac{\overline{\partial u_i \partial u_i}}{\partial x_k \partial x_k}. \quad (3.27)$$

As equações de transporte para  $k$  e  $\epsilon$  são dadas, respetivamente, pelas equações 3.28 e 3.29,

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \nabla \cdot (\rho D_k \nabla k) + P_k + P_b - \rho \epsilon + S_k, \quad (3.28)$$

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \nabla \cdot (\rho D_\epsilon \nabla \epsilon) + C_1 \frac{\epsilon}{k} (P_k + C_3 P_b) - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon, \quad (3.29)$$

onde  $D_k$  e  $D_\epsilon$  representam a difusividade efetiva para as respetivas variáveis, dadas por

$$D_k = \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \quad \text{e} \quad D_\epsilon = \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon}, \quad (3.30)$$

onde  $\nu$  e  $\nu_t$  representam as viscosidades cinemáticas moleculares e turbulenta, respetivamente.

O modelo  $k - \epsilon$  estabelece que a viscosidade dinâmica turbulenta é dada por

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}. \quad (3.31)$$

$P_k$  e  $P_b$  representam, respetivamente, as produções mecânica e térmica da turbulência,

$$P_k = -\rho \overline{\mathbf{u}'\mathbf{u}'\nabla\mathbf{u}} = \mu_t \mathcal{S}^2 \quad \text{com} \quad \mathcal{S} \equiv \sqrt{2S_{ij}^* S_{ij}^*}, \quad (3.32)$$

$$P_b = \beta g \frac{\mu_t}{Pr_t} \nabla T, \quad (3.33)$$

sendo que  $Pr_t$ , representa o número de Prandtl turbulento,  $T$  a temperatura e  $\beta$  representa o coeficiente de expansão térmica dado por

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right). \quad (3.34)$$

Já  $S_\Psi$  representa o termo de produção/destruição (*Source*) de um parâmetro  $\Psi$ , ou seja, neste caso temos o termo de produção/destruição para  $k$  e  $\epsilon$ . Os restantes parâmetros ( $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ ,  $C_\mu$ ,  $\sigma_k$  e  $\sigma_\epsilon$ ) representam constantes que, conforme o autor e uso do modelo podem ser distintas (ver Tab.3.1).

Tabela 3.1 – Constantes do modelos  $k - \epsilon$  segundo alguns autores.

<b>Autor</b>	$\sigma_k$	$\sigma_\epsilon$	$C_1$	$C_2$	$C_\mu$	$C_3$ (valor usual)*
Jones e Lauder [36]	1.0	1.3	1.55	2.0	0.09	-0.33
Lauder e Spalding [35]	1.0	1.3	1.44	1.92	0.09	

\* Valor usual, não ligado a estes autores.

O OpenFOAM tem por base as equações 3.28 e 3.29 e as constantes de Launder e Spalding [35], no entanto este faz uma distinção dos modelos caso se queira ter em consideração o efeito de impulsão, ou não, havendo respetivamente o modelo  $k - \epsilon$  (sem consideração dos efeitos impostos pela temperatura), onde  $P_b = 0$  e o modelo buoyant  $k - \epsilon$  (considerando o efeito de impulsão) onde esse termo já é diferente de zero, sendo que o OpenFOAM define uma constante a multiplicar a este termo,  $C_g$ , predefinida para 1.

### 3.2.2 Modelo RNG $k - \epsilon$

No modelo RNG  $k - \epsilon$ , criado por Yakhot e Orszag [66] em 1986, as constantes do modelo, bem como alguns termos adicionais, são derivados das equações fundamentais (*Navier-Stokes*), usando para isso a técnica matemática de *Re-Normalisation Group*-RNG.

As equações de transporte de  $k$  e  $\epsilon$  para este modelo são, não considerando efeitos térmicos e tendo em conta as modificações feitas por [67],

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \nabla \cdot (\rho D_k \nabla k) + P_k - \rho \epsilon + S_k, \quad (3.35)$$

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \nabla \cdot (\rho D_\epsilon \nabla \epsilon) + C_1 \frac{\epsilon}{k} P_k - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} - \mathfrak{R} + S_\epsilon, \quad (3.36)$$

com

$$\Re = 2\nu S_{ij}^* \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \quad \text{ou} \quad \Re = \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \epsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k}, \quad (3.37)$$

sendo que

$$\eta = \sqrt{2S_{ij}^* S_{ij}^*} \frac{k}{\epsilon} = \mathcal{S} \frac{k}{\epsilon}. \quad (3.38)$$

As constantes deste modelo são:

Tabela 3.2 – Constantes do modelos RNG  $k - \epsilon$ .

$\sigma_k$	$\sigma_\epsilon$	$C_1$	$C_2$	$C_\mu$	$\eta_0$	$\beta^*$
0.71942	0.71942	1.42	1.68	0.0845	4.38	0.012

\* $\beta$  é a única constante obtida empiricamente.

### 3.2.3 Modelo LaunderSharma $k - \epsilon$

Outro modelo que tem por base o modelo  $k - \epsilon$  é o LaunderSharma  $k - \epsilon$  [68] que foi especificamente desenvolvido para baixos números de Reynolds. Os modelos acima apresentados, não resolvem as sub-camadas laminar e tampão (ver secção 3.3), pelo que a sua utilização é mais útil para altos números de Reynolds, onde estas duas camadas são praticamente inexistentes. No caso dos modelos para baixos números de Reynolds é possível resolver todas as sub-camadas.

Para transformar as equações de transporte de  $k$  e  $\epsilon$  de altos números de Reynolds em baixos números de Reynolds, os coeficientes do modelo devem ser alterados, a partir da multiplicação pelos respetivos fatores de amortecimento. Assim sendo, no modelo de LaunderSharma  $k - \epsilon$ , as equações de transporte passam a

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \nabla \cdot (\rho D_k \nabla k) + P_k - \rho \epsilon - \mathcal{D} + S_k, \quad (3.39)$$

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \nabla \cdot (\rho D_\epsilon \nabla \epsilon) + (C_1 f_1 P_k - C_2 f_2 \rho \epsilon) \frac{\epsilon}{k} + \rho E + S_\epsilon. \quad (3.40)$$

Neste modelo temos:

$$\mu_t = C_\mu f_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad \text{pelo que} \quad \nu_t = C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\epsilon}, \quad (3.41)$$

$$\mathcal{D} = 2\nu(\nabla \sqrt{k})^2, \quad (3.42)$$

$$E = 2\nu \nu_t |\nabla \nabla \mathbf{u}|^2, \quad (3.43)$$

e finalmente os fatores de amortecimento tomam as seguintes funções,

$$f_1 = 1; \quad f_2 = 1 - 0.3 \exp(-Re_t^2); \quad f_\mu = \exp\left(\frac{-3.4}{(1 + (Re_t/50))^2}\right). \quad (3.44)$$

As constantes tomam os valores apresentados no modelo  $k - \epsilon$  de Launder e Spalding [35] enunciados na tabela 3.1.

### 3.2.4 Modelo $k - \omega SST$

O modelo  $k - \omega$  é um modelo de turbulência amplamente utilizado na simulação numérica de escoamentos turbulentos em engenharia. Este é um modelo de duas equações que calcula as variáveis de turbulência  $k$  (energia cinética turbulenta) e  $\omega$  (taxa/frequência específica de dissipação).

Embora o modelo  $k - \omega$  seja geralmente preciso em prever os fluxos turbulentos, ele pode ter algumas limitações, como na análise de situações com gradientes de pressão adversos e zonas de separação. Para melhorar a capacidade de previsão do modelo, Florian Menter [69] desenvolveu em 1993 o modelo  $k - \omega SST$  (Transporte de Tensão de Corte/*Shear Stress Transport-SST*), que combina o modelo  $k - \omega$  com o modelo  $k - \epsilon$  em regiões de fluxo com gradientes elevados de tensão de corte, onde o modelo  $k - \omega$  pode falhar. O modelo  $k - \omega SST$  foi desenvolvido para baixos números de Reynolds, ou seja, tendo em consideração a sub-camada laminar e tampão, não havendo fatores de amortecimento a ser adicionados.

Após Menter (1993) [69], vários investigadores foram modificando/aperfeiçoando o modelo destacando-se as alterações realizadas por Menter, Kuntz e Langtry [70], modelo que vamos seguir. Existem várias modificações ao modelo base  $k - \omega$  que estão explicadas ao pormenor em [71].

As equações de transporte para  $k$  e  $\omega$  são, respetivamente

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_k \mu_t) \nabla k] + \tilde{P}_k - \beta^* \rho k \omega + S_k, \quad (3.45)$$

$$\rho \frac{D\omega}{Dt} = \nabla \cdot [(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \nabla \omega] + \frac{\gamma P_k}{\nu_t} - \beta \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla k \nabla \omega + S_\omega, \quad (3.46)$$

sendo que a viscosidade cinemática turbulenta é definida por

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, \mathcal{S} F_2)}, \quad (3.47)$$

onde  $\mathcal{S}$  representa o invariante da taxa de deformação definido na equação 3.32 e  $F_2$  é definido por

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[ \max \left( \frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right\}. \quad (3.48)$$

Já  $\tilde{P}_k$  representa um limite para prevenção de aumento de turbulência em regiões

de estagnação, definido como

$$\tilde{P}_k = \min(P_k, 10 \cdot \beta^* \rho k \omega), \quad (3.49)$$

e  $\gamma$  é dado por

$$\gamma = \gamma_1 F_1 + \gamma_2 (1 - F_1), \quad (3.50)$$

com  $F_1$  definido por

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\}, \quad (3.51)$$

onde,

$$CD_{k\omega} = \max \left( 2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla k \nabla \omega, 10^{-10} \right). \quad (3.52)$$

Os restantes parâmetros são constantes do modelo que podem ser visualizados na tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Constantes do modelos  $k - \omega SST$ .

$\sigma_k$	$\sigma_{k2}$	$\sigma_\omega$	$\sigma_{\omega 2}$	$\gamma_1$	$\gamma_2$	$\beta^*$	$\beta_1$	$\beta_2$	$a_1$
0.85	1	0.5	0.856	5/9	0.44	0.09	3/40	0.0828	0.31

### 3.3 Resolução das camadas limites turbulentas

O perfil da velocidade junto a uma fronteira sólida (na camada interna) para um escoamento turbulento pode ser dividido em três regiões/camadas conforme a distância à fronteira, algo que acontece pois os escoamentos turbulentos funcionam de forma diferente perto destas fronteiras [72]. A sub-camada laminar é a camada mais próxima à parede e é caracterizada pelo domínio dos efeitos viscosos, seguidamente teremos a camada tampão, onde os efeitos turbulentos são sentidos, no entanto ainda não são predominantes, por fim teremos a sub-camada inercial/logarítmica onde os efeitos turbulentos são significativamente maiores, havendo um desaparecimento dos efeitos viscosos à medida que saímos da camada interna e passamos para a externa [73], [60]. Para poder distinguir estas camadas, uma relação adimensional é formada para a distância à parede,  $y$ , e a velocidade,  $u$  (Eq.3.53 e 3.54, respetivamente).

$$y^+ = \frac{y u_\tau}{\nu}, \quad (3.53)$$

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau}, \quad (3.54)$$

com,

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad (3.55)$$

onde  $u_\tau$  é a velocidade de fricção, baseada na tensão de corte na parede,  $\tau_w$ ,

$$\tau_w = \nu \rho \frac{\partial u_x}{\partial y}. \quad (3.56)$$

Assim sendo, podemos distinguir a sub-camada laminar que acontece para  $y^+ < 5$  e segue uma função linear,  $u^+ = y^+$ , a camada tampão, que acontece para  $5 < y^+ < 30$  e a sub-camada inercial para  $y^+ > 30$ , que segue a lei logarítmica de parede,

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln y^+ + C, \quad (3.57)$$

onde  $k$  é a constante de von Kármán ( $\approx 0.41$ ) e  $C$  é uma constante de integração que varia entre 5 e 5.5 [56], [60].

Para resolver as diferentes camadas limites, as simulações CFD deveriam ser suficientemente refinadas e acompanhadas de um modelo de turbulência capacitado, ou seja, um modelo de turbulência para baixos números de Reynolds, de forma a calcular com precisão a tensão de corte na parede, no entanto, para que seja bem resolvida, o número de nós na região linear devem estar entre 5 e 10.

Com os modelos para altos números de Reynolds, os programas CFD usam funções de parede que têm por base as leis apresentadas nas Equações 3.53 - 3.57, de forma a poder fornecer uma previsão razoável da tensão de corte na parede,  $\tau_w$ , com um custo computacional mais acessível (malha mais grosseira) [56]. No entanto, para ser o mais preciso, o primeiro nó junto à parede deverá estar na região logarítmica, o que pode implicar perda de dados [74], como veremos mais a adiante.



## 4 VALIDAÇÃO DAS TÉCNICAS NUMÉRICAS E MODELAÇÃO FÍSICA

### 4.1 Caso de estudo Annex 20 isotérmico (3D)

#### 4.1.1 Introdução

Para validar as técnicas numéricas e modelação física para escoamentos internos isotérmicos será simulado o *benchmark* para distribuição de ar Annex 20.

Neste caso de estudo foram realizadas simulações URaNS, em combinação com o algoritmo PIMPLE do OpenFOAM, usando os modelos  $k - \epsilon$ , RNG  $k - \epsilon$ , LaunderSharma  $k - \epsilon$  e  $k - \omega SST$ . Nestes, podemos distinguir os modelos para altos números de Reynolds,  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$  e os modelos para baixos números de Reynolds, LaunderSharma  $k - \epsilon$  e  $k - \omega SST$ .

Para realizar estas simulações, foi usado um computador com 8 cores Intel(R) Xeon(R) CPU E5-2687W v2 @ 3.40GHz com 32 GB de Ram.

#### 4.1.2 Geometria

A geometria do caso de estudo está esquematizada na figura 4.1, onde as dimensões são  $H=W= 3.0$  m,  $L= 9.0$  m,  $h= 0.168$  m e  $t= 0.48$  m.

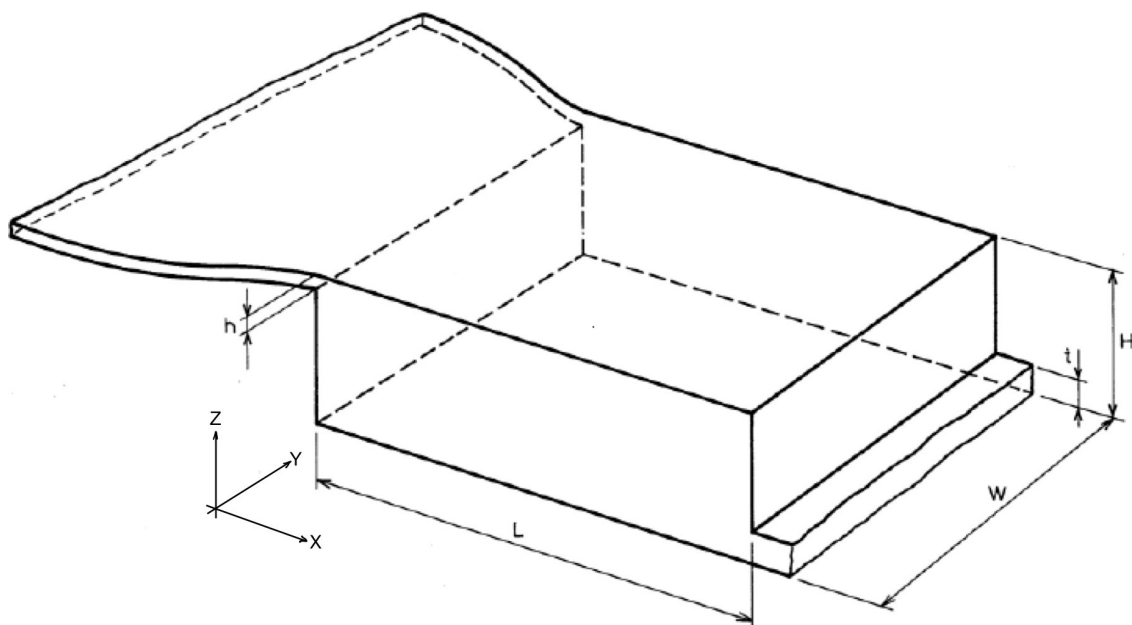


Figura 4.1 – Esquema do caso de estudo isotérmico do Annex 20 (3D).

As dimensões da sala (altura, comprimento e largura) são dadas por  $H$ ,  $L$  e  $W$ . Já  $h$  e  $t$  representam, respetivamente, a altura do canal de insuflação e de exaustão.

### 4.1.3 Medições experimentais

Para validar os resultados numéricos, estes espaços serão comparados com as medições experimentais realizadas para a velocidade -  $x$  e intensidade turbulenta no final do canal de insuflação (no plano de simetria) e no espaço Annex 20, para  $x/H = 1$  e  $x/H = 2$ , bem como para  $z = H - h/2$  e  $z = h/2$  (Fig.4.2), sendo que todas estas medições foram feitas para o plano  $y/W = 0.5$  (plano de simetria onde  $y = 1.5$  m) e plano  $y/W = 0.9$  ( $y = 2.7$  m) [17].

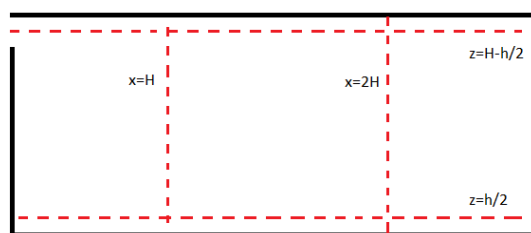


Figura 4.2 – Zonas de medição Annex 20.

### 4.1.4 Canal de insuflação

A conduta de entrada não é uma conduta de secção constante, tendo uma redução da secção transversal na direção longitudinal do escoamento. No entanto, devido à grande dimensão transversal o escoamento à entrada da sala é normalmente tratado como um escoamento entre placas paralelas (canal).

O canal de insuflação é tipicamente modelado como um escoamento totalmente desenvolvido com um número de Reynolds de 5000, tendo por base a altura do canal de insuflação,  $h$ .

$$Re_h = \frac{hU_0}{\nu}. \quad (4.1)$$

Para desenvolver este escoamento, vários métodos poderiam ter sido usados, como modelar a sala com um canal de insuflação que apresentasse um comprimento suficientemente grande, para permitir o total desenvolvimento deste escoamento, ou mesmo realizar a simulação de um canal comprido previamente e depois acoplar os resultados à simulação da sala. No entanto, nestes métodos o dimensionamento do comprimento do canal pode ser incerto, pois se for muito curto, o escoamento pode não ter tempo suficiente para se desenvolver completamente, levando a resultados imprecisos e, por outro lado, se a conduta for muito longa, a simulação pode se tornar muito demorada e consumir muitos recursos computacionais, mesmo usando algumas regras empíricas que podem ajudar a estimar o comprimento necessário para que o escoamento se torne completamente desenvolvido [75].

Para ultrapassar este problema, foi realizada uma simulação cíclica de um canal de secção transversal constante e igual à secção do compartimento.

#### 4.1.4.1 Condições iniciais e de fronteira

Será usado ar a 20°C e à pressão atmosférica que resulta numa viscosidade cinemática de  $\nu = 1.51 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$  resultando numa velocidade de  $U_0 = 0.455 \text{ m/s}$  para garantir a condição de  $Re_h \approx 5000$ , seguindo o exposto em [17].

Na tabela 4.1 estão apresentadas as funções usadas para os três tipos de fronteiras existentes (entrada, saída e paredes).

Tabela 4.1 – Condições fronteira canal de insuflação.

Parâmetro	Tipo de fronteira	Condição	Valor
U [m/s]	Entrada ( <i>inlet</i> )	cyclicAMI	uniform (0.455, 0, 0)
	Saída ( <i>outlet</i> )	cyclicAMI	uniform (0.455, 0, 0)
	Paredes	noSlip	-
p [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	Entrada ( <i>inlet</i> )	cyclicAMI	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	cyclicAMI	-
	Paredes	zeroGradient	-
$\nu_t$ [m <sup>2</sup> /s]	Entrada ( <i>inlet</i> )	cyclicAMI	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	cyclicAMI	-
	Paredes	nutkWallFunction	-
k [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	Entrada ( <i>inlet</i> )	cyclicAMI	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	cyclicAMI	-
	Paredes	kLowReWallFunction	-
$\epsilon$ [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]	Entrada ( <i>inlet</i> )	cyclicAMI	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	cyclicAMI	-
	Paredes	epsilonWallFunction (lowReCorrection)*	-
$\omega$ [s <sup>-1</sup> ]	Entrada ( <i>inlet</i> )	cyclicAMI	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	cyclicAMI	-
	Paredes	omegaWallFunction	-

\* a função `lowReCorrection` só está ativada para os modelos  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$ .

A condição `cyclicAMI` está presente nas fronteiras de entrada e saída, pois é entre estas que estamos a realizar o ciclo, ou seja, os dados que alcançam a saída são transpostos para a entrada e assim sucessivamente (ciclicamente), até que se dê por terminada a simulação (Fig.4.3). Para resolver simulações cíclicas, um gradiente de pressão, ou um fluxo volumétrico devem ser especificados, tendo em conta a finalidade da simulação. Neste caso, uma vez que se trata de um canal/conduto, será usada a condição `meanVelocityForce` (no ficheiro `fvOptions`) que irá impor uma força de forma a manter a velocidade média pretendida, (0.455, 0, 0) m/s, fixando o caudal que passa no canal.



Figura 4.3 – Esquema de uma simulação cíclica (retirado de [63]).

No que concerne as condições de parede, a condição `noSlip` impõe a velocidade do fluido na fronteira idêntica à velocidade da fronteira, ou seja, neste caso, zero metros por segundo [76].

A condição `zeroGradient`, imposta para a pressão cinemática (pressão a dividir pela massa volúmica), indica que esta apresentará gradiente normal nulo nas pare-

des do canal. A condição `meanVelocityForce` introduzida no campo de velocidade equivale à introdução do gradiente de pressão médio no canal e permite que o campo de pressão calculado possa ter condição de fronteira cíclica.

No caso da viscosidade cinemática turbulenta foi usada a função `nutkWallFunction`, que define a viscosidade cinética turbulenta, com base na energia cinética turbulenta, sendo aplicável tanto para modelos de altos números de Reynolds como para modelos de baixos números de Reynolds.

A condição de parede `kLowReWallFunction` fornece uma função para a energia cinética turbulenta,  $k$ , para modelos de turbulência de baixos e altos número de Reynolds, realizando uma alteração abrupta entre as expressões para sub-camadas viscosa e inerciais (na camada de transição ou camada tampão).

Na taxa de dissipação de energia turbulenta,  $\epsilon$ , foi usada a função `epsilonWallFunction` com `lowReCorrection` ativada para os modelos  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$ , que aciona o tratamento de mistura para o primeiro nó mais próximo à parede, onde,

$$\begin{aligned} \epsilon &= \epsilon_{\text{vis}} \quad \text{se } y^+ < y_{\text{lam}}^+ \\ &\text{e} \\ \epsilon &= \epsilon_{\text{log}} \quad \text{se } y^+ \geq y_{\text{lam}}^+, \end{aligned} \tag{4.2}$$

sendo  $y_{\text{lam}}^+ = 11$  e

$$\epsilon_{\text{vis}} = 2wk \frac{\nu_w}{y^2}, \tag{4.3}$$

$$\epsilon_{\text{log}} = w C_{\mu}^{3/4} \frac{k^{3/2}}{ky}, \tag{4.4}$$

sendo que  $w$  representa o peso das células de canto/parede e  $k$  representa a constante de von Kármán ( $k = 0.41$ ).

Por fim a condição `omegaWallFunction` fornece a restrição de parede para a taxa específica de dissipação.

Todas estas funções de parede, bem como possíveis alterações/modificações que podem ser feitas, podem ser encontradas em [63].

#### 4.1.4.2 Geometria e malha de cálculo

O canal apresenta como altura,  $h$ , e largura,  $w$ , para ir de encontro com a entrada da sala Annex 20. O comprimento do mesmo foi modelado para 0.3 m, pois, uma vez que se trata de uma simulação cíclica, o aumento deste valor não apresenta qualquer benefício.

Foi usada uma malha estruturada com um maior refinamento junto às paredes, para ir de acordo com o explicado em 3.3. No entanto, não foram realizados testes para garantir uma perfeita resolução da sub-camada laminar, ou seja, não foi verificado se o número de nós na sub-camada laminar foram entre 5 e 10, devido à barreira temporal da elaboração da dissertação.

Relativamente à qualidade e refinamento da malha, como sabemos se o número de células (volumes de controlo-VC) é suficiente? Para analisar a qualidade da malha, podemos usar o comando do OF, `checkMesh`, que analisa topologia e estatísticas da malha, bem como a sua geometria, analisando parâmetros, como ângulo de dobra, assimetria máxima, abertura máxima da célula, entre outros, que apresentam valores máximos que ao serem ultrapassados põem em causa a qualidade dos resultados.

Para definir o número de VC, será fundamental realizar um teste de independência da malha, ou seja, apesar do ideal ser possuir uma malha extremamente fina/densa, à medida que aumentamos o número de VC, os recursos computacionais e custos associados aumentam, no entanto, as diferenças nos resultados serão cada vez mais pequenas, pelo que após um certo refinamento, não será vantajoso adicionar mais células (atingimos independência da malha).

Para chegar à independência da malha será usada a análise de convergência que se baseia na execução de várias simulações com densidades de malha diferentes, que serão refinadas progressivamente até que os resultados se mantenham inalterados/idênticos em estágios sucessivos [77], [78].

Foram realizados testes de malha, onde as únicas variações foram o número de células/VC usados e o passo temporal,  $\Delta t$ , que deverá ser corrigido de forma a que o número de Courant seja inferior a 1 [79]. As restantes condições (tipo de malha, algoritmo e esquemas de interpolação) foram mantidas de acordo com o que será usado neste estudo de forma a não influenciar os resultados. Como modelo inicial será usado o modelo de turbulência  $k - \epsilon$ , por ser um modelo simples e que apresenta frequentemente bons resultados, pelo que é o mais usado em CFD para condições de escoamentos turbulento.

Realizaram-se três malhas com refinamento grosseiro (2340, 3570 e 5440 VC), três com refinamento médio (10080, 18720 e 44800 VC) e por fim duas com refinamento fino (241800 e 1272000 VC).

Com estas configurações foram retirados, no plano de simetria do canal ( $W=1.5$  m), o gráfico do perfil de velocidade longitudinal para as diferentes densidades

de malha (Fig.4.4), o gráfico com os valores máximos da velocidade -  $x$  para as diferentes malhas (Fig.4.5) e a maior diferença entre malhas consecutivas (Fig.4.6).

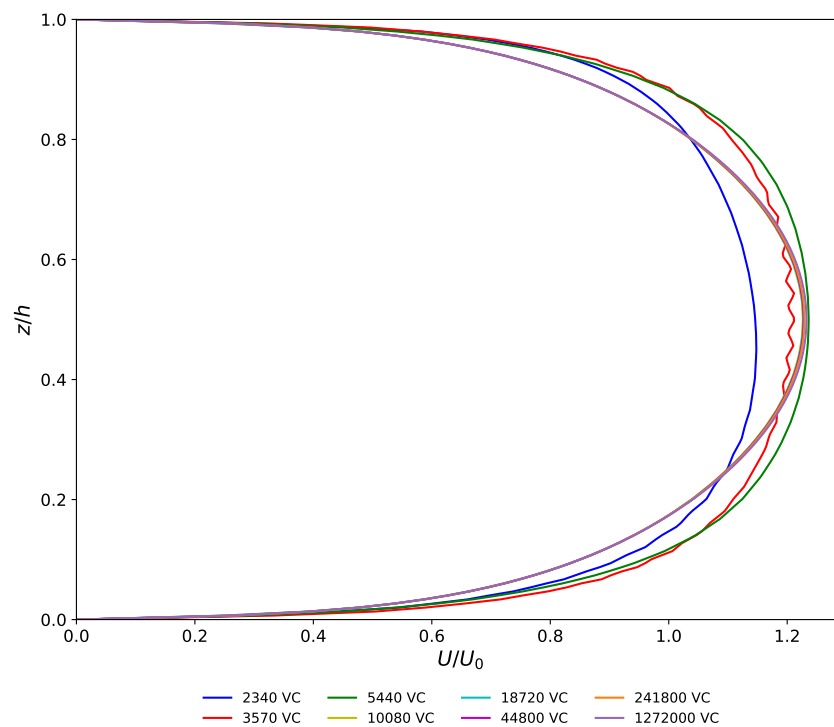


Figura 4.4 – Perfil de velocidade no plano de simetria do canal de insuflação ( $W= 1.5$  m) para diferentes densidades de malha.

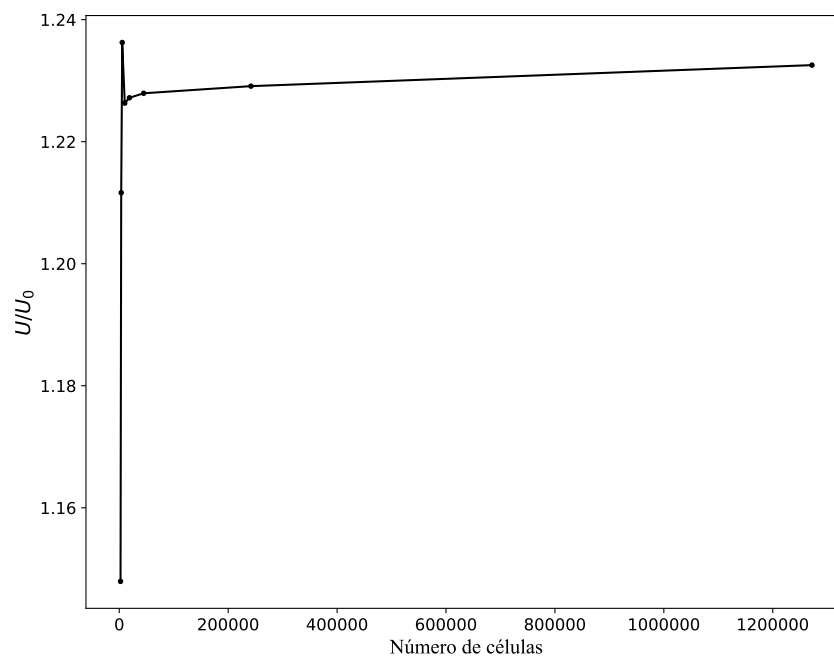


Figura 4.5 – Velocidade máxima ao longo das diferentes densidades de malha, para o plano de simetria ( $W= 1.5$  m).

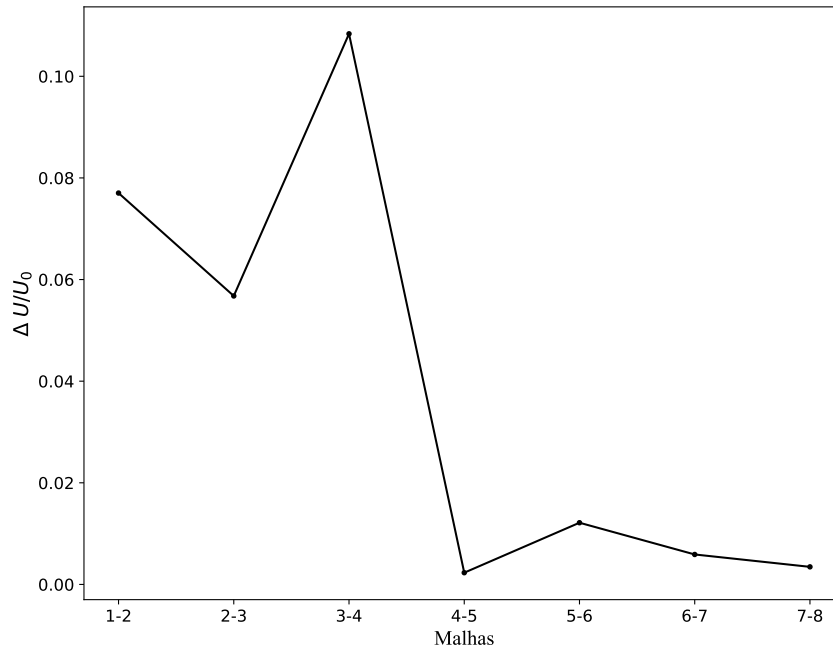


Figura 4.6 – Maior variação da velocidade entre malhas consecutivas, para o plano de simetria ( $W = 1.5 \text{ m}$ ).

Numa primeira observação da figura 4.4 constatamos que os perfis das velocidades aparentam indicar que o caudal volúmico não é mantido ao longo do refinamento da malha, pois a velocidade média é diferente para alguns casos. Este fenómeno pode ser explicado em consequência de estarmos a observar o perfil da velocidade ao longo do eixo vertical no plano de simetria e existem algumas mudanças no perfil ao longo da largura do canal, contudo, por prudência, verificou-se o caudal volúmico de todas as malhas e constatou-se que todas apresentavam o caudal volúmico esperado de  $0.22932 \text{ m}^3/\text{s}$  (calculado pela Eq.4.5), com pequenas diferenças inferiores a 0.005%.

$$\dot{v} = U_0 \cdot A_s \quad (4.5)$$

Estudando agora a independência da malha, concluímos que após a quarta malha (10080 VC), atingimos independência da mesma, pois os resultados seguintes parecem sofrer poucas variações, algo que se confirmou com o gráfico da figura 4.5, onde se verifica que a velocidade máxima do perfil se mantém praticamente inalterada após a quarta malha, e pela figura 4.6, onde se observa que após a terceira malha existe uma grande diminuição na maior diferença entre as malhas sucessivas, podendo também observar-se uma pendente negativa nos últimos resultados, que indica que nos estamos a aproximar do valor ideal de zero.

No que toca ao canal de insuflação, será analisado e comparado outro parâmetro, além da velocidade, a intensidade turbulenta,  $IT$ , dada por

$$IT = \frac{\sqrt{\overline{\mathbf{u}^2}}}{\bar{\mathbf{u}}} = \frac{\sqrt{\overline{\mathbf{u}^2}}}{U}, \quad (4.6)$$

sendo que neste caso de estudo, Nielsen [17] aconselha o uso da relação (4.7) para calcular a raiz do valor quadrático médio (*root mean square-RMS*) da velocidade,  $\sqrt{\mathbf{u}'^2}$ .

$$\sqrt{\mathbf{u}'^2} \approx \frac{\sqrt{k}}{1.1}. \quad (4.7)$$

Desta forma foi então retirada a intensidade turbulenta, tendo por base os valores da energia cinética turbulenta obtida pelas simulações e a velocidade média imposta no canal ( $U_0$ ), tendo-se retirado gráficos idênticos aos das figuras 4.4-4.6 para este parâmetro (Fig.4.7-Fig.4.9).

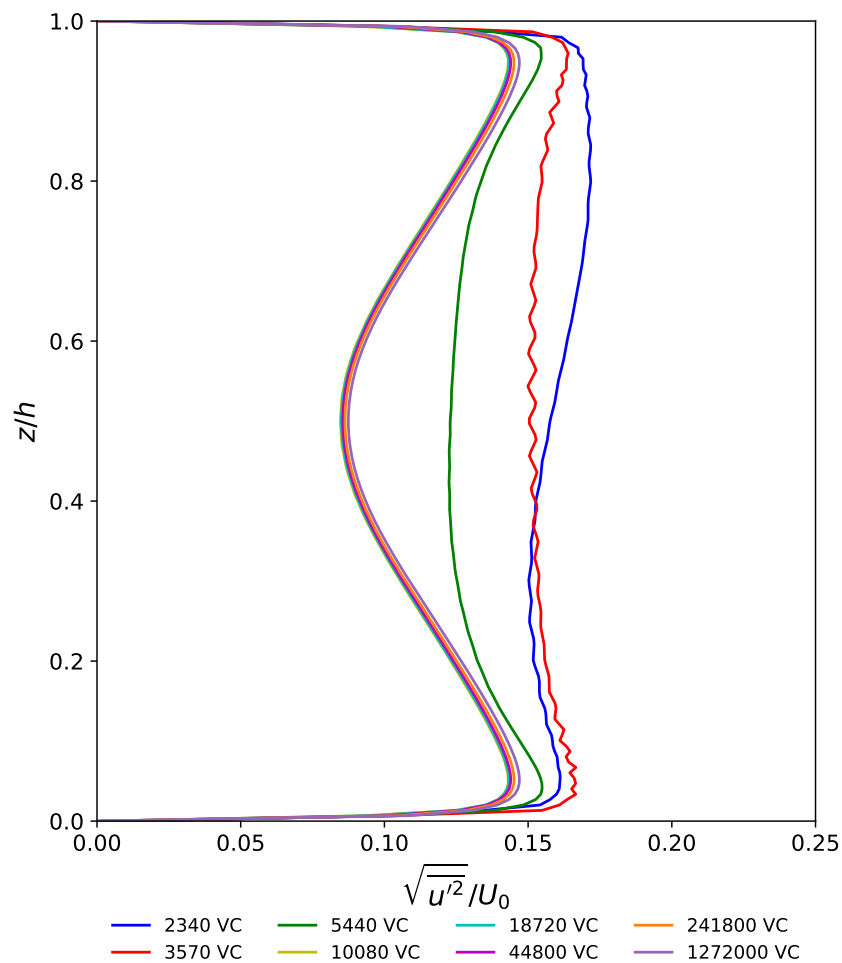


Figura 4.7 – Perfil da intensidade turbulenta no plano de simetria do canal de insuflação ( $W=1.5$  m) para diferentes densidades de malha.

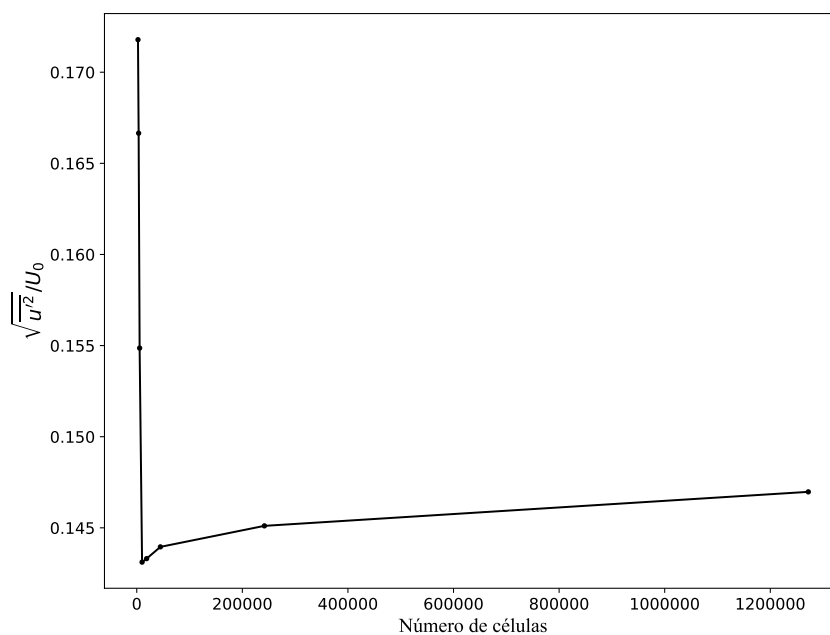


Figura 4.8 – Intensidade turbulenta máxima ao longo das diferentes densidades de malha, para o plano de simetria ( $W = 1.5$  m).

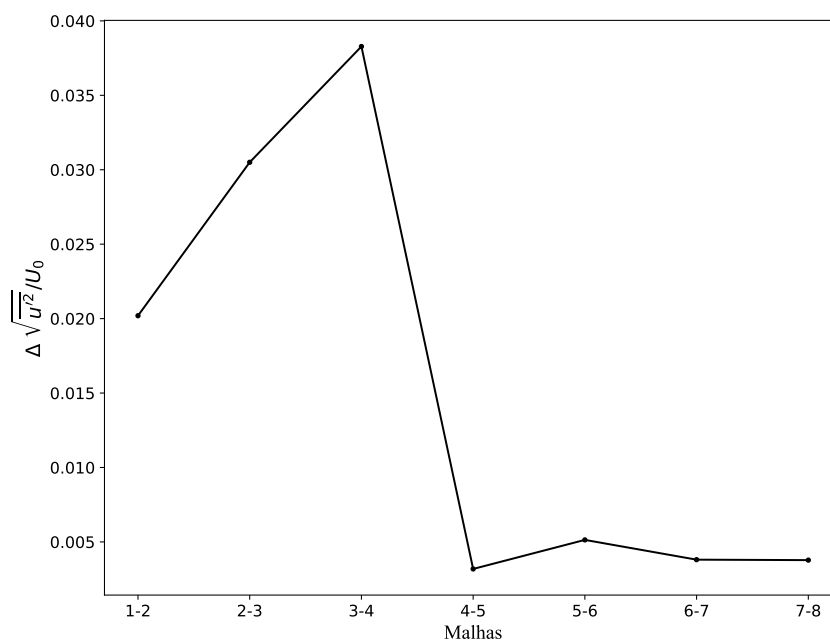


Figura 4.9 – Maior variação da intensidade turbulenta entre malhas consecutivas, para o plano de simetria ( $W = 1.5$  m).

Pela análise destes gráficos podemos inferir as mesmas conclusões de anteriormente, ou seja, a partir da quarta malha, não existem alterações significativas nos resultados.

Para ser rigoroso, um teste de independência de malha deveria ser levado a cabo para cada modelo de turbulência usado, no entanto, como o período de tempo era limitado, optou-se por usar uma malha mais refinada, a sétima malha com 241800

volumes de controlo (com distribuição de nós em  $x$ ,  $y$  e  $z$  de  $31 \times 65 \times 120$ ).

#### 4.1.4.3 Algoritmo

Neste caso de estudo foi usado o algoritmo PIMPLE do OpenFOAM (denominado `pimpleFoam`), combinação entre os algoritmos PISO (*Pressure Implicit with Splitting of Operators*) e SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*), para resolução de problemas transientes.

#### 4.1.4.4 Esquemas convectivos

Como esquema de aproximação para os termos convectivos foi usado o esquema Upwind, pois é um esquema que apresenta soluções muito estáveis. O esquema QUICK, também foi testado, não se tendo reparado qualquer diferença significativa nos resultados, algo que neste caso é previsível, pois é um caso muito simples onde a velocidade é praticamente unidirecional, pelo que o uso do esquema convectivo QUICK supera as exigências específicas do contexto.

#### 4.1.4.5 Resumo

Em suma, para realizar as simulações do canal de insuflação foram usadas as condições apresentadas na tabela 4.2

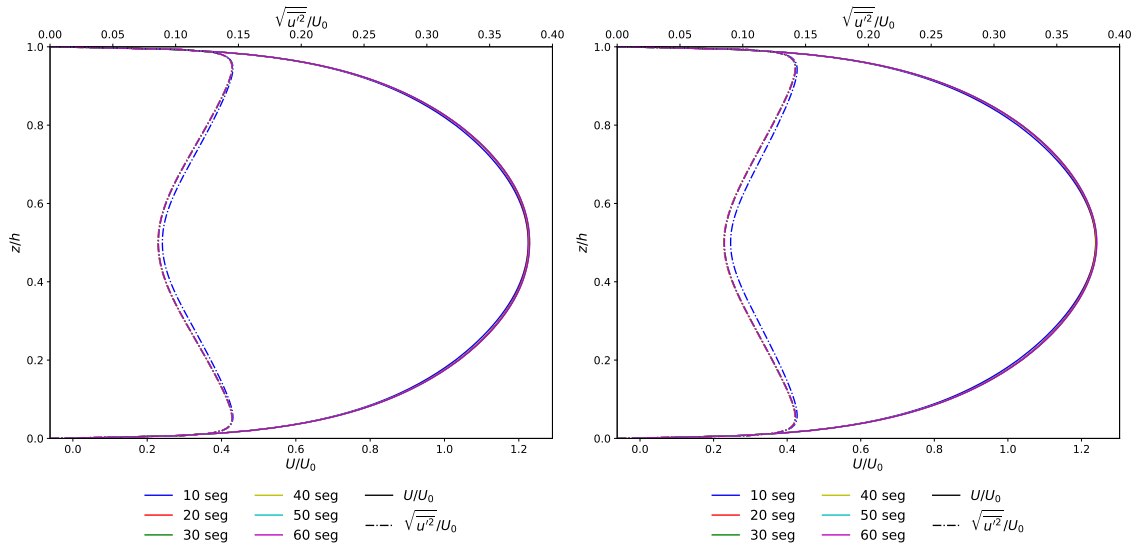
Tabela 4.2 – Resumo das condições impostas nas simulações do canal de insuflação do Annex 20.

<b>Resumo canal de insuflação Annex 20</b>	
Geometria	$L=0.3$ m; $W=3$ m; $h=0.168$ m
Condições iniciais	$U_0 = 0.455$ m/s ou $Re_h = 5000$
Malha	Malha estruturada com maior refinamento junto as paredes ( $241800$ VC; $31 \times 65 \times 120$ nós)
Algoritmo	<code>pimpleFoam</code>
Esquema de interpolação	Upwind

#### 4.1.4.6 Convergência

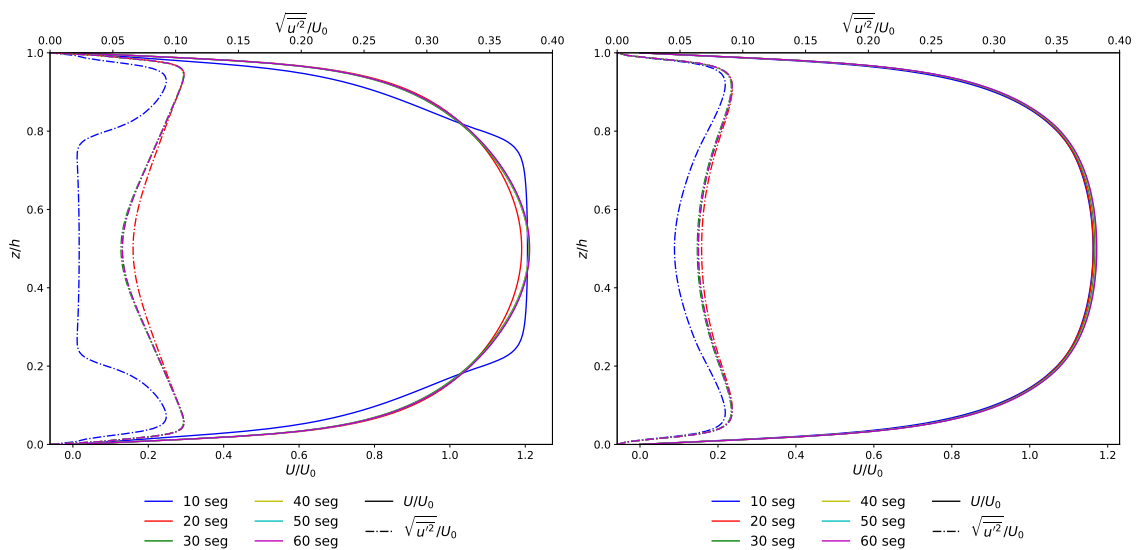
De forma a podermos interromper o processo iterativo associado às simulações, um critério de convergência deve ser considerado. Para isso foi feita uma avaliação da evolução temporal das quantidades que se pretende estudar (campo de velocidade longitudinal e intensidade turbulenta) para os quatro modelos de turbulência usados (Fig.4.10).

Pela observação das figuras, conclui-se que todos os modelos de turbulência atingiram a convergência, pois os resultados são praticamente inalteráveis após determinado tempo, sendo que os modelos que apresentaram maior dificuldade para atingir a convergência foram os modelos LaunderSharma  $k - \epsilon$  e  $k - \omega SST$ , que se estabilizaram após os 30 segundos, ao contrário dos modelos  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$  que convergiram após os 20 segundos.



(a) Modelo  $k - \epsilon$ .

(b) Modelo RNG  $k - \epsilon$ .



(c) Modelo LaunderSharma  $k - \epsilon$ .

(d) Modelo  $k - \omega SST$ .

Figura 4.10 – Desenvolvimento dos escoamentos ao longo do tempo, para os modelos de turbulência estudados, no plano de simetria ( $y = 1.5$  m).

## 4.1.4.7 Apresentação e discussão de resultados

Os resultados numéricos foram comparados com os experimentais, para o plano de simetria ( $y = 1.5$  m), ambos apresentados na figura 4.11.

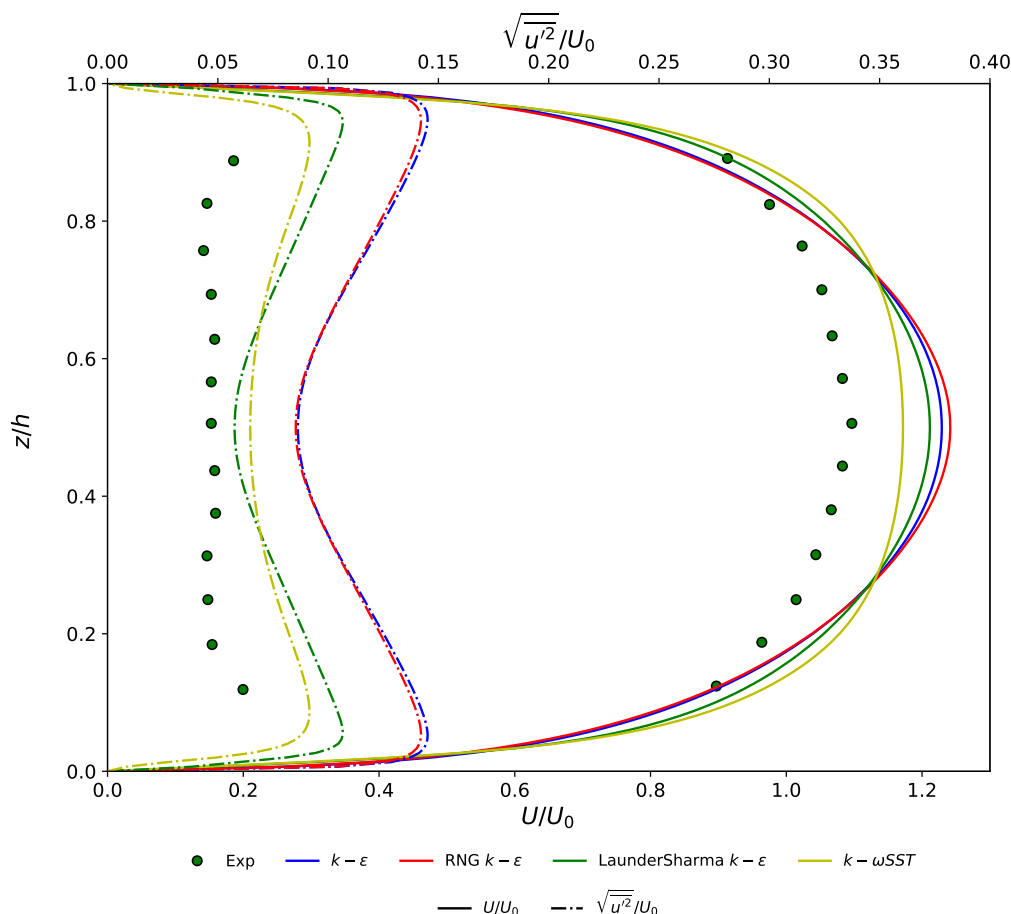


Figura 4.11 – Perfil da velocidade média e intensidade turbulenta, no plano de simetria ( $y = 1.5$  m), para valores medidos experimentalmente e os diferentes modelos de turbulência simulados.

Examinando o campo da velocidade relativa ( $U/U_0$ ), percebemos que em todos os modelos de turbulência apresentados existe uma maior velocidade máxima que nos valores medidos experimentalmente, algo que pode ser explicado pela existência, na sala real do Annex 20, de um afunilamento no canal, que induz aceleração do fluxo, o que contribuirá para produzir um perfil de velocidade mais plano no núcleo da secção transversal, como pode ser visto, por exemplo, em [80]. Para validar esta hipótese, outros artigos foram analisados como [42], tendo-se verificado a mesma diferença.

De todos os modelos estudados, o modelo  $k - \omega SST$  apresenta o melhor desempenho neste parâmetro (velocidade), seguindo-se os modelos LaunderSharma  $k - \epsilon$ ,  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$ , que apresentam perfis de velocidade muito idênticos entre si.

Analisando agora a intensidade turbulenta ( $\sqrt{u'^2}/U_0$ ), verificamos que todos os modelos voltaram a sobrestimar os valores experimentais, algo que poderá ser novamente justificado pela aceleração do fluxo no canal real, que tem um efeito estabilizador, resultando em uma redução da atividade turbulenta [60], possivelmente justificando a intensidade turbulenta reduzida nos resultados experimentais (verificando estas diferenças novamente em [42]).

Os modelos de turbulência com formulação de baixos números de Reynolds ( $k-\omega SST$  e LaunderSharma  $k-\epsilon$ ) apresentam resultados mais satisfatórios que os modelos  $k-\epsilon$  e RNG  $k-\epsilon$ . O  $k-\omega SST$  apresenta melhores resultados próximo às paredes e o modelo LaunderSharma  $k-\epsilon$  apresenta melhores resultados no centro do canal ( $z/h = 0.5$ ). Os dois modelos menos satisfatórios apresentam resultados praticamente iguais.

Para poder entender melhor porque se dá esta grande diferença entre os modelos de formulação de baixos números de Reynolds e de altos números de Reynolds foi retirado o gráfico da lei de parede para um modelo de cada tipo (usou-se o  $k-\epsilon$  e o LaunderSharma  $k-\epsilon$ ) e adicionadas as linhas auxiliares de comportamento linear e logarítmico, como explicado na secção 3.3. Para isso foi necessário calcular o  $y^+$  e o  $u^+$  de acordo com as equações 3.53 e 3.54, respectivamente, sendo que o valor da tensão de corte na parede,  $\tau_w$ , foi retirado pelo OpenFOAM já em  $m^2/s^2$ .

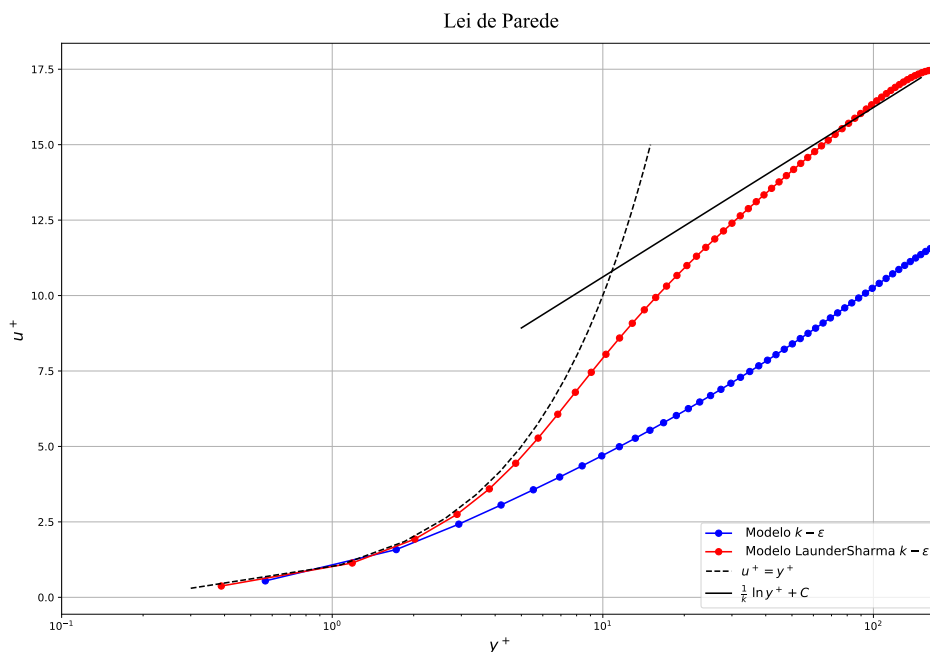


Figura 4.12 – Lei de parede do modelo  $k-\epsilon$  e LaunderSharma  $k-\epsilon$ .

Pela observação da figura 4.12 verifica-se que no modelo para baixo números de Reynolds, modelo LaunderSharma  $k-\epsilon$ , existe um conjunto de pontos que segue

a função da sub-camada laminar (onde  $u^+ = y^+$ ), havendo posteriormente uma camada tampão e finalmente a sub-camada inercial, que segue a lei logarítmica, indo de acordo com o perfil universal da velocidade. No caso do modelo  $k - \epsilon$  para altos números de Reynolds, percebe-se que apenas o primeiro ponto (o mais junto à parede) é modelado fora da linha logarítmica, algo que advém do uso da correção `lowReCorrection`, mas após isso existe um perfil logarítmico, mas com má compatibilidade com a linha característica desta camada.

Observando o número de nós na sub-camada laminar, percebe-se que a malha usada foi ideal para modelos de baixos números de Reynolds, sendo cumprido o requisito mínimo de números de nós nesta camada. No entanto, no caso dos modelos de altos números de Reynolds, a malha apresenta pontos a mais na sub-camada laminar, sendo o ideal apresentar apenas o primeiro nó nesta camada, devido à correção usada, ou mesmo nenhum. Com uma malha ideal para altos números de Reynolds seria previsto observar apenas uma linha logarítmica, mas que estaria perto da linha característica.

#### 4.1.5 Espaço Annex 20

Após simulada a entrada de insuflação de ar para vários modelos de turbulência, foi necessário transportar/acoplar os valores dessas simulações para o espaço do estudo do Annex 20 e realizar as simulações para perceber qual o modelo que melhor se adequa a estes tipos de escoamentos.

##### 4.1.5.1 Condições iniciais e de fronteira

Para apresentar as condições iniciais e de fronteira, uma tabela idêntica à tabela 4.1 foi formada.

Tabela 4.3 – Condições fronteira espaço Annex 20.

Parâmetro	Tipo de fronteira	Condição	Valor
$\mathbf{U}$ [m/s]	Entrada ( <i>inlet</i> )	<code>timeVaryingMappedFixedValue</code>	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	<code>zeroGradient</code>	-
	Paredes	<code>noSlip</code>	-
$p$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	Entrada ( <i>inlet</i> )	<code>zeroGradient</code>	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	<code>fixedValue</code>	uniform 0
	Paredes	<code>zeroGradient</code>	-
$\nu_t$ [m <sup>2</sup> /s]	Entrada ( <i>inlet</i> )	<code>timeVaryingMappedFixedValue</code>	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	<code>zeroGradient</code>	-
	Paredes	<code>nutkWallFunction</code>	-
$k$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	Entrada ( <i>inlet</i> )	<code>timeVaryingMappedFixedValue</code>	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	<code>zeroGradient</code>	-
	Paredes	<code>kLowReWallFunction</code>	-
$\epsilon$ [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]	Entrada ( <i>inlet</i> )	<code>timeVaryingMappedFixedValue</code>	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	<code>zeroGradient</code>	-
	Paredes	<code>epsilonWallFunction</code> <code>(lowReCorrection)*</code>	-
$\omega$ [s <sup>-1</sup> ]	Entrada ( <i>inlet</i> )	<code>timeVaryingMappedFixedValue</code>	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	<code>zeroGradient</code>	-
	Paredes	<code>omegaWallFunction</code>	-

\* a função `lowReCorrection` só está ativada para os modelos  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$ .

Como condição de entrada, o pretendido é acoplar os resultados finais das simulações do canal turbulento (estado estacionário), ou seja, para cada modelo estudado, será necessário transportar os valores de cada variável necessária ao modelo de turbulência em causa para a entrada do espaço Annex 20. Para isso foi usada a condição `timeVaryingMappedFixedValue`, que interpola os valores de um conjunto de pontos fornecidos no espaço e tempo, ou seja, neste caso, a função irá interpolar os valores da variável em questão, que corresponde aos resultados das simulações do canal turbulento e interpolar os pontos e tempos dessas variáveis aos pontos e tempos do novo espaço. A única exceção é a pressão cinemática que apresenta a condição `zeroGradient`.

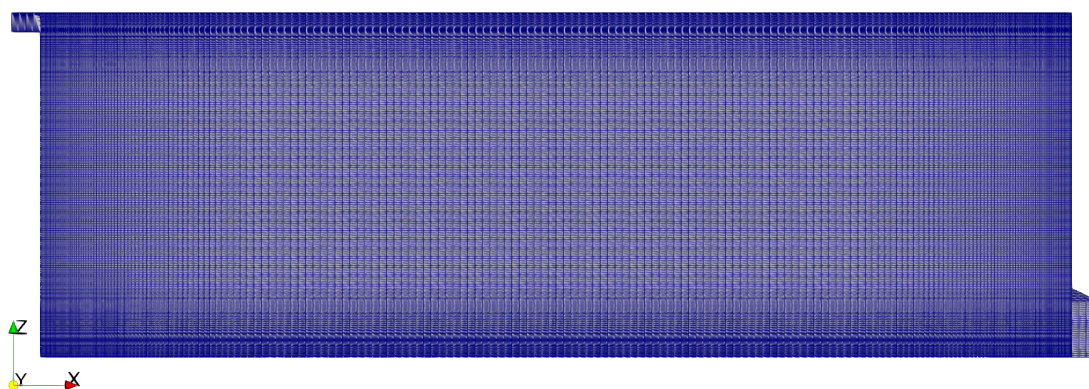
Na condição de saída será imposto a condição `zeroGradient` para todas as variáveis com exceção da pressão cinemática que apresenta a condição `fixedValue` com valor uniforme de zero.

As condições de parede mantiveram-se iguais as usadas no canal turbulento, já explicadas em 4.1.4.1.

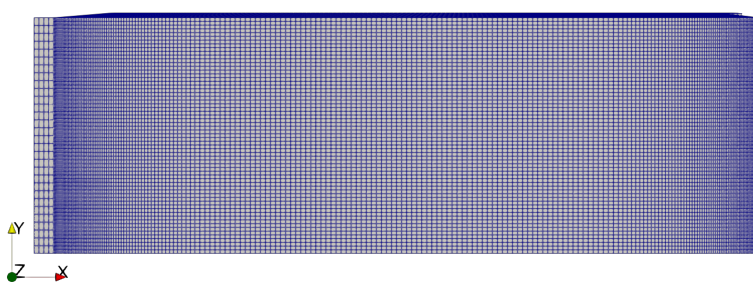
#### 4.1.5.2 Geometria e malha de cálculo

A sala Annex 20 foi modelada com as dimensões apresentadas em 4.1.2, sendo que o comprimento da entrada e saída foram de 0.25 m. A malha seguiu o mesmo formato que o canal de entrada, ou seja, uma malha estruturada com maior refinamento junto às paredes.

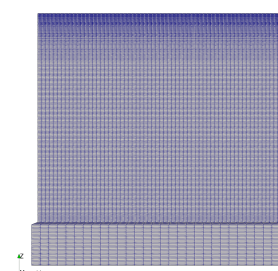
Ao invés de realizar testes de independência de malha, que poderiam por em risco a data de entrega deste trabalho, foi feita uma pesquisa sobre autores que realizaram estudos do caso Annex 20 tridimensionalmente, tendo-se usado 3923280 células (distribuição dos nós em  $x$ ,  $y$  e  $z$  de  $210 \times 63 \times 296$ , mais os nós da entrada e saída), que é mais do óctuplo das células usadas por [42] e sensivelmente o mesmo exposto por [18]. Na figura 4.13 é possível observar a malha de cálculo para a sala em causa.



(a) Vista lateral.



(b) Vista superior.



(c) Vista posterior.

Figura 4.13 – Malha de Cálculo para sala Annex 20.

A partir da observação da figura é possível detetar um maior refinamento junto às paredes da sala, constatando-se um baixo refinamento no canal de extração e insuflação nas direções  $x$  e  $y$ , pois no primeiro não há necessidade de refinar em excesso o canal, pois nenhum estudo vai ser feito nesse local, e no segundo (canal de insuflação) os valores de entrada são os resultados das simulações do canal turbulento, onde os pontos serão interpolados para a nova malha de cálculo, pelo que um refinamento excessivo nessas direções também é desnecessário. Assim os canais

de insuflação e extração foram constituído por  $4 \times 30 \times 30$  nós nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ , respetivamente.

De forma a reduzir o tempo computacional, o domínio de cálculo foi dividido por 6 cores, resultando numa média de 653880 VC por core.

#### 4.1.5.3 Algoritmo

Seguindo o exposto em 4.1.4.3, será usado o algoritmo `pimpleFoam` para estudar o espaço Annex 20.

#### 4.1.5.4 Esquemas convectivos

Como esquema de discretização para os termos convectivos foi usado o esquema Upwind, de forma a reduzir o tempo computacional devido à sua boa estabilidade.

#### 4.1.5.5 Resumo

Em suma, para realizar as simulações do espaço Annex 20 foram usadas as condições apresentadas na tabela 4.4.

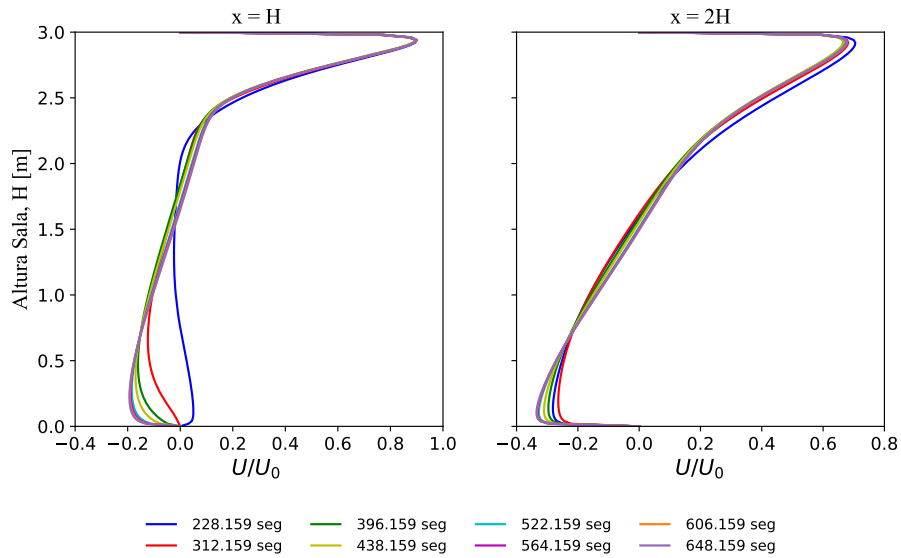
Tabela 4.4 – Resumo das condições impostas nas simulações do espaço Annex 20.

<b>Resumo espaço Annex 20</b>	
Geometria	$L=0.3$ m; $L_{\text{ins}} = L_{\text{ext}} = 0.25$ m; $W=3$ m; $h=0.168$ m; $t=0.48$ m
Condições iniciais	Resultados das simulações do canal de insuflação turbulento
Malha	Malha estruturada com maior refinamento junto as paredes (3923280 VC; $210 \times 63 \times 296$ nós)
Algoritmo	<code>pimpleFoam</code>
Esquema de interpolação	Upwind

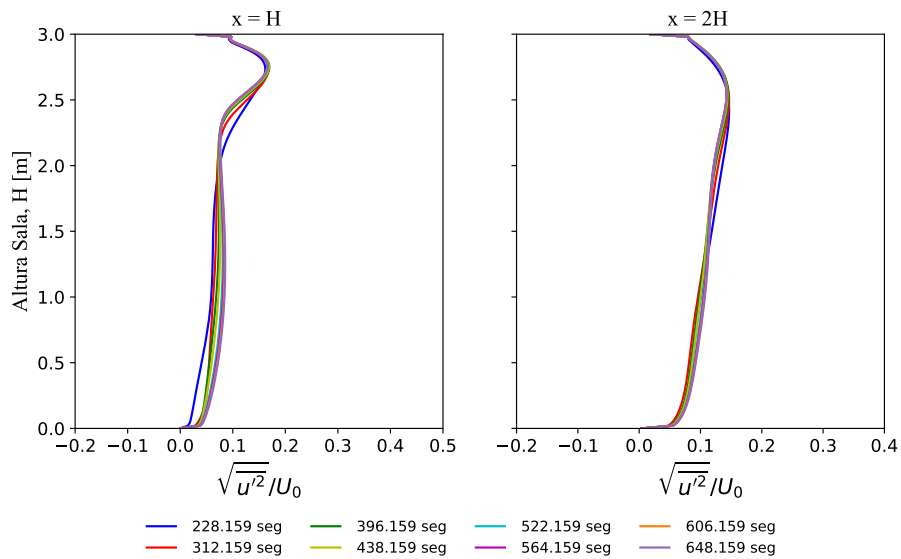
#### 4.1.5.6 Convergência

Para avaliar a convergência das simulações, uma avaliação temporal da velocidade e intensidade turbulenta foi feita para as zonas em estudo (expostas nas Sec.4.1.3). Na figura 4.14 pode ser observado o desenvolvimento do modelo LaunderSharma  $k - \epsilon$ , que converge aos 522.159 segundos, pois não existem alterações nos parâmetros a serem avaliados após esse tempo. O desenvolvimento dos restantes modelos pode ser observado no APÊNDICE A.1, em que se atinge convergência em  $\approx 400$  segundos para os modelos  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$ . O desenvolvimento do

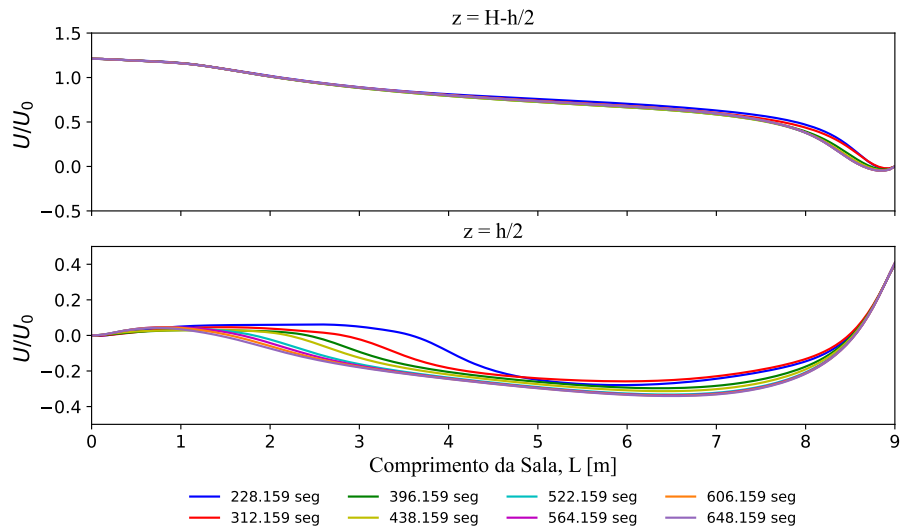
modelo  $k - \omega SST$  não foi completado, pois os resultados começaram a afastar-se do esperado.



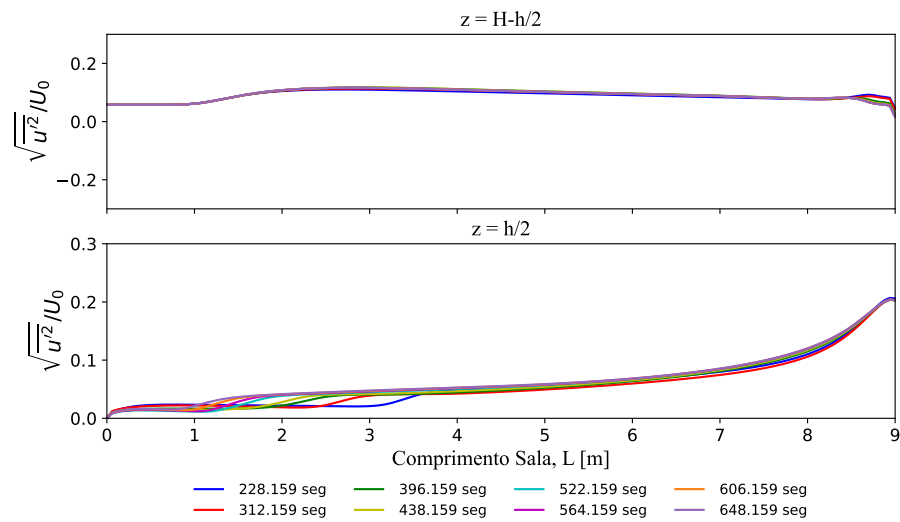
(a) Perfis verticais da velocidade no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



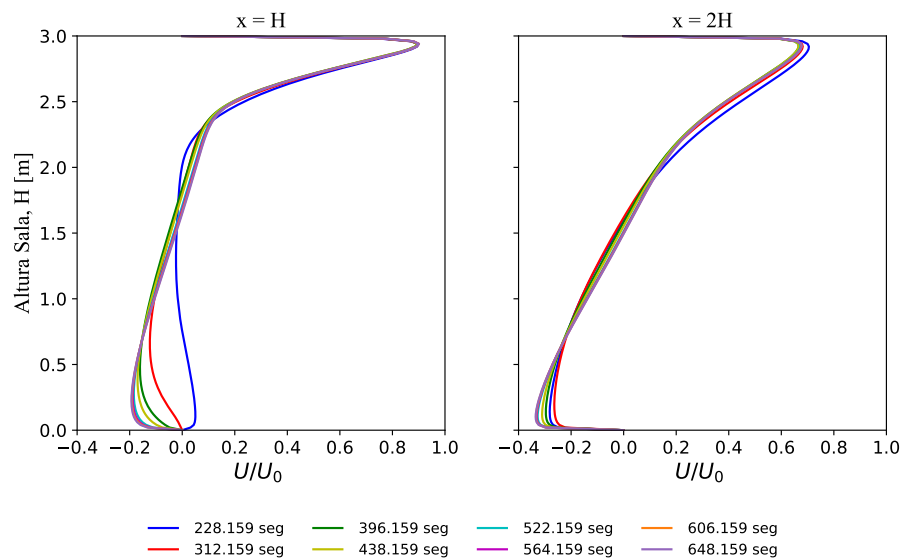
(b) Perfis verticais da  $IT$  no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



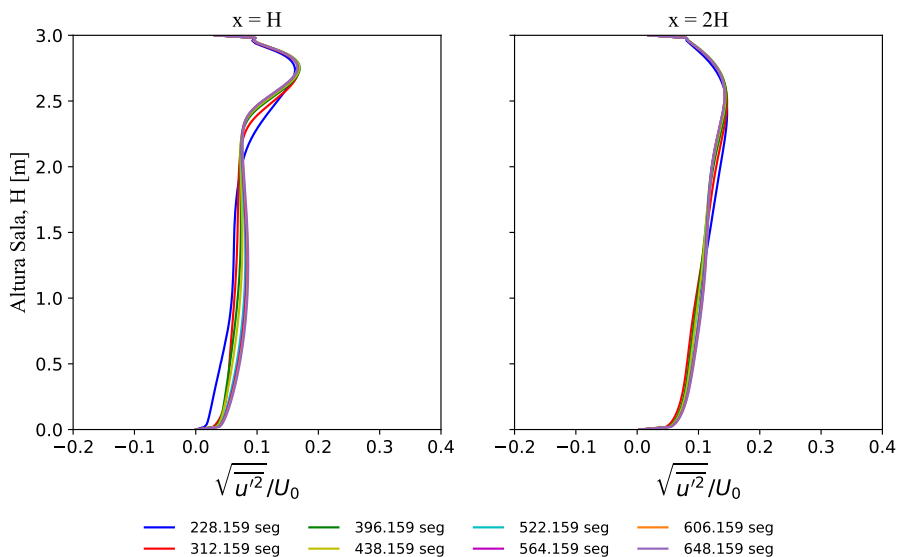
(c) Perfis horizontais da velocidade no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



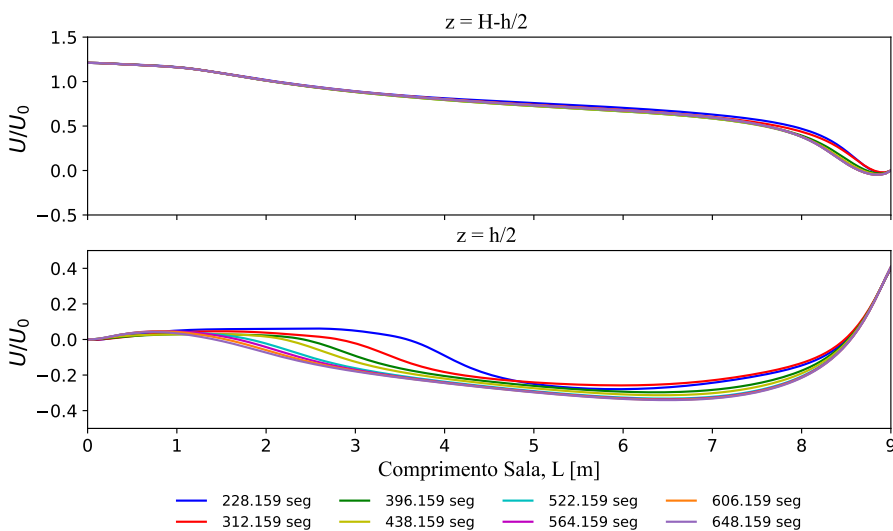
(d) Perfis horizontais da  $IT$  no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



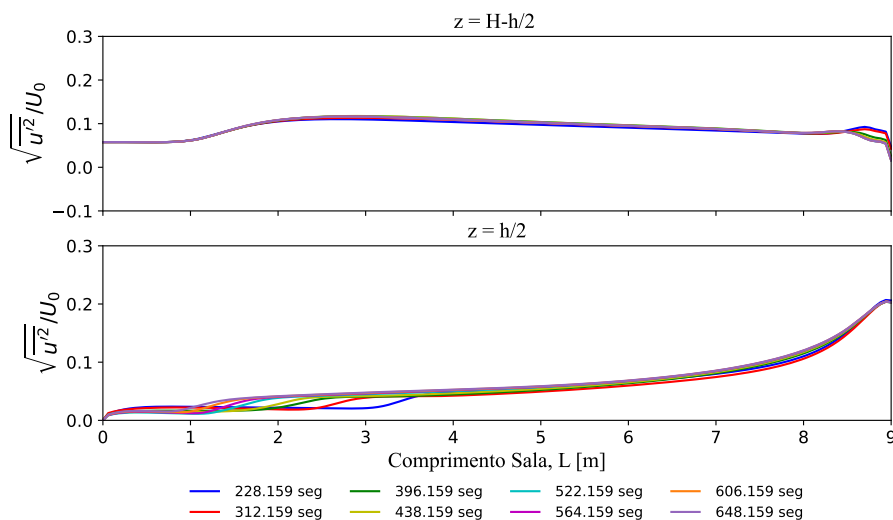
(e) Perfis verticais da velocidade no plano  $y = 2.7$  m.



(f) Perfis verticais da *IT* no plano  $y = 2.7$  m.



(g) Perfis horizontais da velocidade no plano  $y = 2.7$  m.

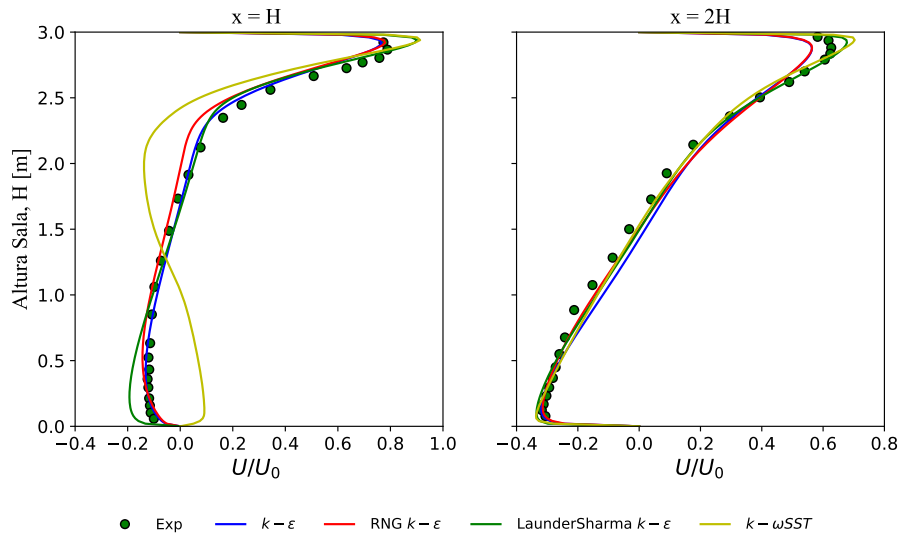
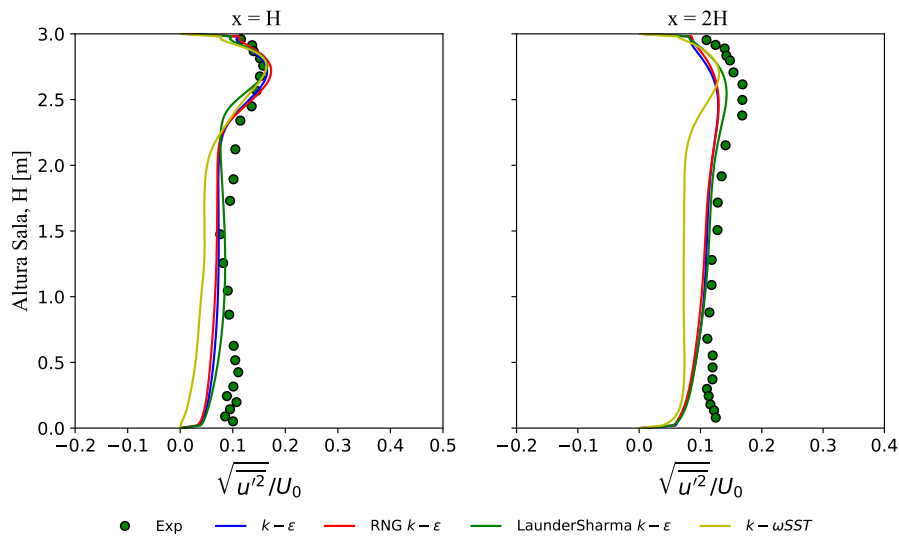


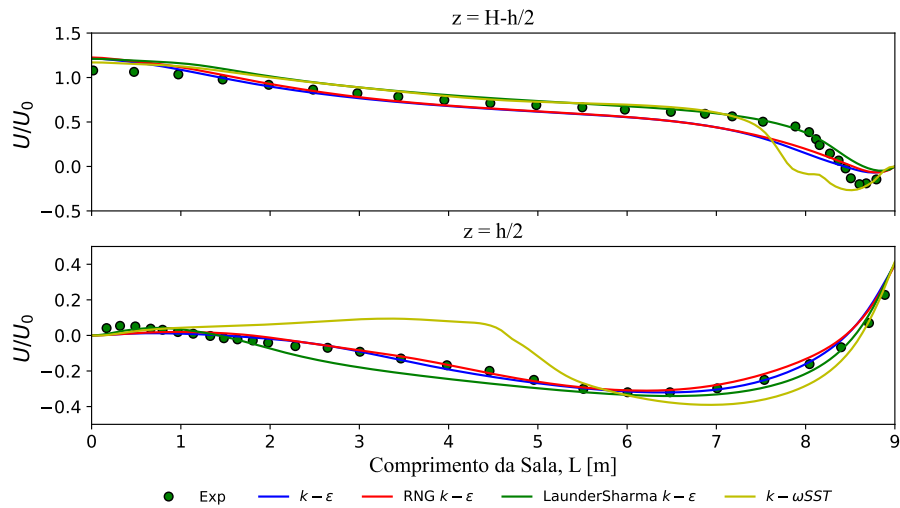
(h) Perfis horizontais da *IT* no plano  $y = 2.7$  m.

Figura 4.14 – Análise de convergência para o modelo LaunderSharma  $k - \epsilon$ .

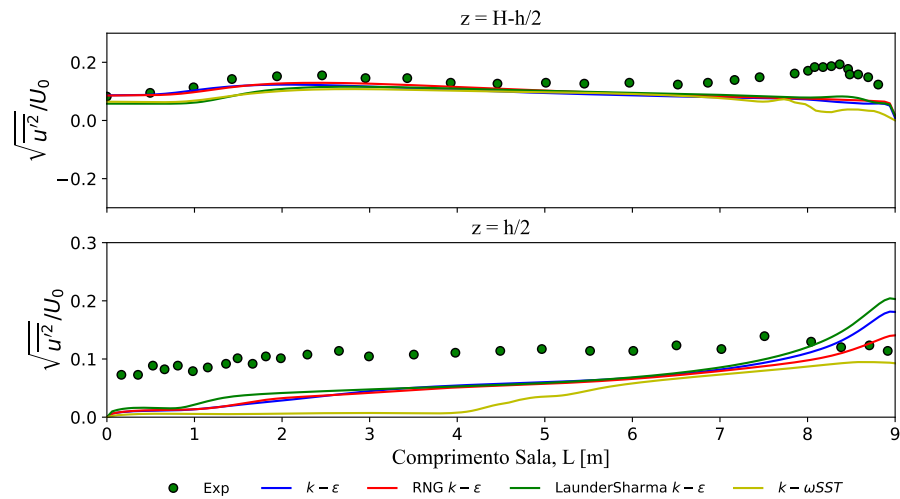
## 4.1.5.7 Apresentação e discussão de resultados

Para finalizar este caso de estudo, uma comparação entre os resultados numéricos obtidos e o resultados experimentais expostos em [17] foi feita e pode ser observada na figura 4.15.

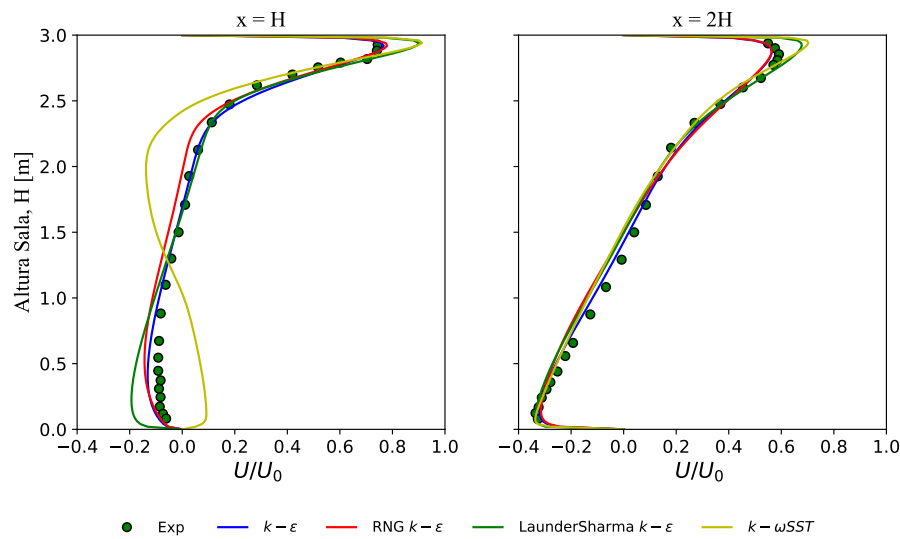
(a) Perfis verticais da velocidade no plano  $y = 1.5$  m (simetria).(b) Perfis verticais da  $IT$  no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



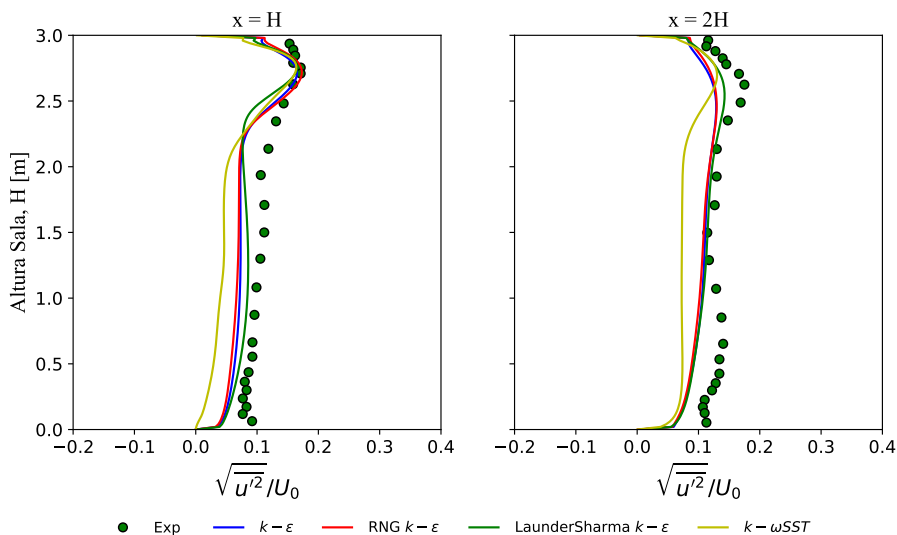
(c) Perfis horizontais da velocidade no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



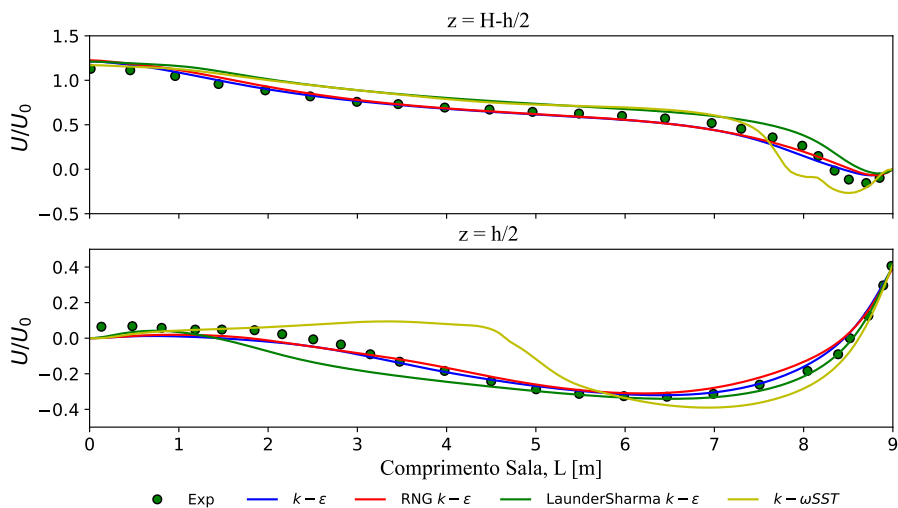
(d) Perfis horizontais da  $IT$  no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



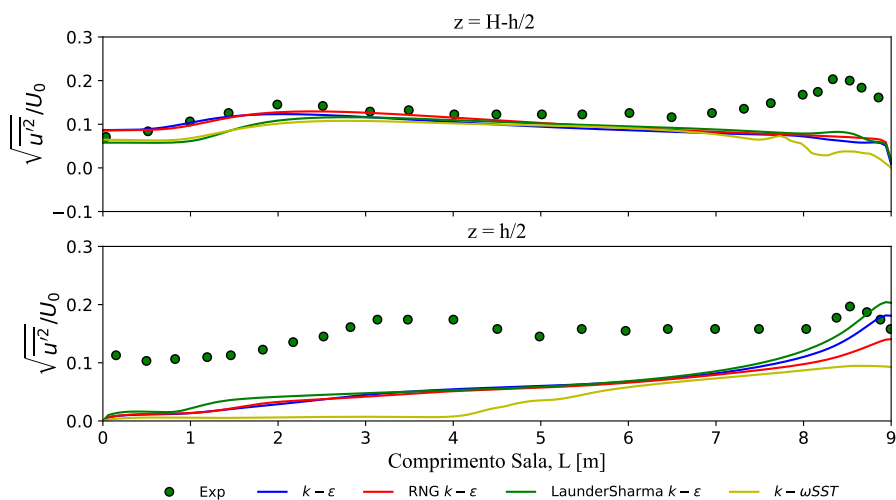
(e) Perfis verticais da velocidade no plano  $y = 2.7$  m.



(f) Perfis verticais da *IT* no plano  $y = 2.7$  m.



(g) Perfis horizontais da velocidade no plano  $y = 2.7$  m.



(h) Perfis horizontais da *IT* no plano  $y = 2.7$  m.

Figura 4.15 – Resultados do espaço Annex 20 comparados com valores experimentais de [17].

Começando por analisar a figura 4.15a podemos inferir que os resultados dos modelos  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$  são bastante satisfatórios, tendo seguido com muita precisão os valores experimentais no primeiro terço da sala ( $x = H$ ), mas ficando um pouco aquém das velocidades atingidas no topo da sala no último terço ( $x = 2H$ ). O modelo LaunderSharma  $k - \epsilon$  também se mostrou bastante favorável, tendo tido apenas um maior módulo da velocidade no topo e fundo da sala em  $x = H$ , sendo bastante preciso em  $x = 2H$ . O modelo  $k - \omega SST$  é o menos promissor, pois, apesar de ter sido satisfatório para  $x = 2H$ , em  $x = H$  o perfil da velocidade apresentou zonas em que a direção da velocidade foi inversa ao medido experimentalmente.

Observando os perfis verticais da  $IT$  nessas mesmas zonas (Fig.4.15b) constatamos que todos os modelos representaram com qualidade a intensidade turbulenta no topo da sala para  $x = H$ , no entanto afastaram-se um pouco do medido experimentalmente no fundo da sala. Na generalidade existe um melhor comportamento do modelo LaunderSharma  $k - \epsilon$  e pior comportamento do modelo  $k - \omega SST$ .

Passando agora à análise dos perfis horizontais da velocidade (Fig.4.15c), os modelos  $k - \epsilon$ , RNG  $k - \epsilon$  e LaunderSharma  $k - \epsilon$  tiveram uma boa representação da realidade, tendo este último apresentado um perfil que segue de forma mais precisa os valores experimentais. O modelo  $k - \omega SST$  não apresentou bons resultados.

Na figura 4.15d verifica-se uma má representação dos modelos de turbulência para o fundo da sala  $z = h/2$ , algo que começa pelo facto da intensidade turbulenta ser zero no início da sala, mas nos resultados experimentais de [17] foi medido quase 0.1 de intensidade turbulenta nesse ponto. No topo da sala já existe uma boa representação dos modelos, afastando-se um pouco do medido experimentalmente já perto da parede de extração, onde os resultados numéricos apresentaram menor valor.

Passando para o plano  $y = 2.7$  m (Fig.4.15e-Fig.4.15h) observa-se um esquema praticamente igual ao plano  $y/W = 0.5$  (plano de simetria  $y = 1.5$  m).

Para se poder ter uma compreensão mais gráfica do que está a acontecer no modelo  $k - \omega SST$  produziram-se no Paraview representações vetoriais de velocidade dos vários modelos (Fig.4.16).

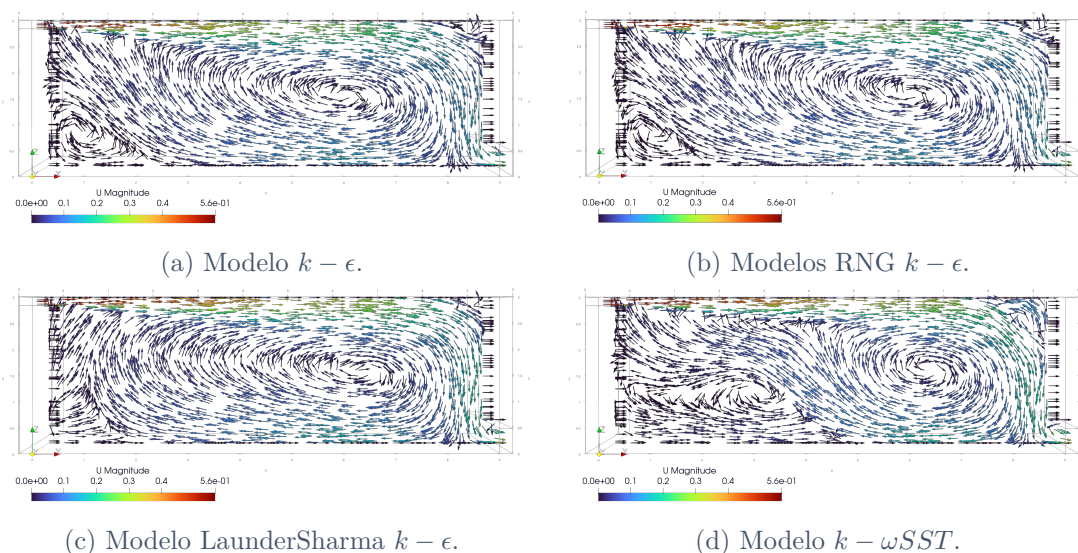


Figura 4.16 – Campo de vetores da velocidade.

Pela observação das figuras percebe-se que todos os modelos criaram uma zona de recirculação por baixo da insuflação de ar, com exceção do modelo LaunderSharma  $k - \epsilon$ . No entanto esta recirculação no modelo  $k - \omega SST$  é de dimensões muito superiores, chegando a metade do comprimento da sala, criando as alterações vistas nas figuras 4.15a e 4.15e. Além disso também existe uma recirculação no topo da sala na parede de exaustão, sendo que no modelo  $k - \omega SST$  essa recirculação também é exagerada.

#### 4.1.6 Conclusões

Para validar as técnicas numéricas e modelação física de um cenário isotérmico, o *benchmark* do Annex 20 foi selecionado.

Para produzir a condição de entrada foi assumido um caudal totalmente desenvolvido, usando-se uma condição cíclica para o efeito. O uso desta condição revelou-se bastante útil pois não existe o risco de dimensionar o canal muito curto nem muito comprido que poderia levar a resultados imprecisos ou a tempo computacional elevado. Quando comparados com os valores experimentais, os modelos de turbulência para baixos números de Reynolds (LaunderSharma  $k - \epsilon$  e  $k - \omega SST$ ) apresentaram resultados mais satisfatórios que os modelos  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$ . Independentemente de apresentarem melhores resultados, os modelos para baixos números de Reynolds apresentaram valores superiores (tanto para a velocidade como para a IT) aos valores experimentais que poderão estar associadas a um afinilamento existente no canal do espaço real, que tende a uniformizar o perfil de velocidade, podendo também ter ocorrido um desenvolvimento incompleto do escoamento no canal real.

Após finalizados os estudos do canal de insuflação, os perfis desenvolvidos foram

acoplados à geometria do espaço Annex 20, e realizadas as simulações, que seriam posteriormente comparadas com valores experimentais de [17]. Ao contrário do que aconteceu no canal de insuflação, onde o modelo  $k - \omega SST$  se demonstrou bastante satisfatório, no caso do espaço este não correspondeu com as expectativas, tendo criado zonas de recirculação de dimensões muito superiores as reais. O modelo LaunderSharma  $k - \epsilon$  foi bastante competente, no entanto, não superou os modelos  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$  como aconteceu no canal de insuflação.

## 4.2 Caso de estudo Murakami

### 4.2.1 Introdução

Para validar as técnicas numéricas e modelação física de escoamentos forçados não isotérmicos, o *benchmark* de Murakami *et al.* [16] foi usado. Neste caso de estudo foram realizadas simulações URaNS com o solver `bouyantPimpleFoam`. Os modelos que melhor se adequaram ao caso anterior de ventilação interior, ou seja, os modelos  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$ , foram utilizados, tendo-se também usado o modelo  $k - \epsilon$  com modelação da componente da impulsão (buoyant  $k - \epsilon$ ).

Para simular este caso, um computador com 8 cores Intel(R) Xeon(R) CPU E5-2687W v2 @ 3.40GHz com 32 GB de Ram foi usado.

### 4.2.2 Geometria

Neste caso de estudo o espaço é formado por uma entrada de ar quadrada ( $L_0$ ) posicionada no centro de uma parede vertical, que insuflará horizontalmente ar frio para a sala ( $30L_0 \times 20L_0 \times 20L_0$ ), dando-se a extração pela parede oposta à de insuflação por quatro saídas quadradas ( $L_0$ ), posicionadas nos cantos da parede, sendo que esta parede é aquecida. Dimensionando  $L_0$  para 0.04 m (igual ao modelo experimental), ficamos com uma altura e largura de 0.8 m e um comprimento de 1.2 m (Fig.4.17).

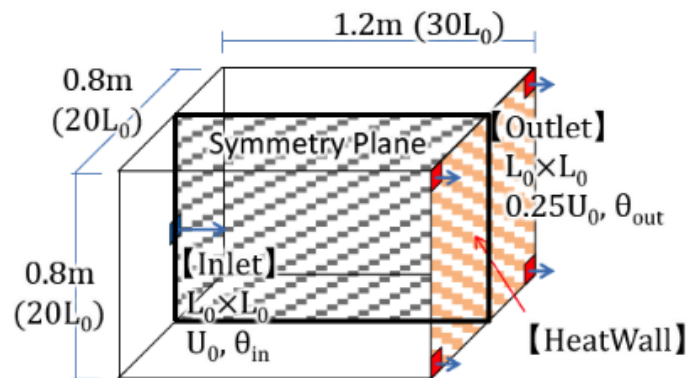


Figura 4.17 – Esquema do espaço do caso de estudo de Murakami, retirado de [18].

### 4.2.3 Medições experimentais

Para validar os resultados numéricos, os perfis da magnitude da velocidade (retirados pela equação 4.8), temperatura e energia cinética turbulenta serão comparados com as medições experimentais realizadas por [16], mas retirados de [18], para o plano de simetria em  $x/L_0 = 2.5$ ,  $x/L_0 = 7.5$ ,  $x/L_0 = 12.5$ ,  $x/L_0 = 17.5$ ,  $x/L_0 = 22.5$  e  $x/L_0 = 27.5$ .

$$U = \sqrt{\bar{u}^2 + \bar{v}^2 + \bar{w}^2} \quad (4.8)$$

#### 4.2.4 Condições iniciais e de fronteira

No estudo de Murakami *et al.* [16] vários números de Archimedes,  $Ar$ , que descrevem o movimento do fluido devido às diferenças de densidade, definido pela equação 4.9, foram estudados, sendo que foi escolhido o uso de  $Ar = 0.016$  (caso 5 modelo B de [16]), pois é o que apresenta mais artigos para comparação.

$$Ar = \frac{g\beta\Delta T_0 L_0}{U_0^2}. \quad (4.9)$$

Seguindo o exposto neste caso, a velocidade inicial,  $U_0$ , foi de 1 m/s e a diferença de temperatura entre o ar insuflado e extraído,  $\Delta T_0$ , de 12.2°C.

Desta forma, teremos a temperatura insuflada de 0°C e de extração 12.2°C, sendo que as propriedades termodinâmicas necessárias à resolução deste caso de estudo, Tab.4.5, foram retiradas pela biblioteca do Python que se baseia na Associação Internacional para as Propriedades da Água e Vapor [81].

Tabela 4.5 – Propriedades termodinâmicas a 12.2°C e à  $\approx$  pressão atmosférica.

Propriedade	Valor	Unidades
$\nu$	$1.459 \times 10^{-5}$	m <sup>2</sup> /s
$\mu$	$1.782 \times 10^{-5}$	N · s/m <sup>2</sup>
$\rho$	1.221	kg/m <sup>3</sup>
$c_p$	1005.90	J/(kg · K)
$Pr$	0.709	-
$\beta$	$3.5045 \times 10^{-3}$	1/K

Seguidamente foi necessário retirar o fluxo de calor a ser imposto na parede de extração,

$$q'' = \frac{q}{A_{sup}}, \quad (4.10)$$

sendo que o calor,  $q$ , será retirado pela equação de energia térmica, Eq.4.11, que poderá ser usada por se tratar de um gás ideal com diferenças de energia potencial e cinética insignificantes e sem trabalho extra ao do fluxo do escoamento [82],

$$q = \dot{m}c_p\Delta T. \quad (4.11)$$

Na tabela 4.6 estão apresentados os resultados de todos os cálculos efetuados até chegar ao fluxo de calor necessário de impor na parede. De referir que existe uma ligeira diferença entre o fluxo de calor calculado por nós e pelo autor [16] causada por uma pequena variação do calor específico,  $c_p$ .

Tabela 4.6 – Resultados dos cálculos necessários para obter o fluxo de calor a impor na parede de extração.

Variável	Resultado	Unidades
$A_{sup}$	0.6336	m <sup>2</sup>
$\dot{v}$	$U_0 \cdot L_0^2 =$ $= 0.0016$	m <sup>3</sup> /s
$\dot{m}$	$\dot{v} \cdot \rho =$ $= 1.954 \times 10^{-3}$	kg/s
$\Delta T$	12.2	°C
$q$	23.98	W
$q''$	37.85	W/m <sup>2</sup>

Após calculados estes parâmetros foi necessário atribuir as condições de entrada e de fronteira (Tab.4.7).

Tabela 4.7 – Condições fronteira Murakami.

Parâmetro	Tipo de fronteira	Condição	Valor
$\mathbf{U}$ [m/s]	Entrada ( <i>inlet</i> )	fixedValue	uniform (1, 0, 0)
	Saídas ( <i>outlet</i> )	fixedValue	uniform (0.25, 0, 0)
	Paredes	noSlip	-
$p$ [Pa]	Entrada ( <i>inlet</i> )	calculated	uniform 101325
	Saída ( <i>outlet</i> )	calculated	uniform 101325
	Paredes	calculated	uniform 101325
$p' = p_{rgh}$ [Pa]	Entrada ( <i>inlet</i> )	fixedFluxPressure	uniform 101325
	Saída ( <i>outlet</i> )	fixedFluxPressure	uniform 101325
	Paredes	fixedFluxPressure	uniform 101325
$T$ [m <sup>2</sup> /s]	Entrada ( <i>inlet</i> )	fixedValue	uniform 273.15
	Saída ( <i>outlet</i> )	zeroGradient	-
	Paredes	zeroGradient	-
	Parede da extração	externalWallHeatFluxTemperature mode <i>flux q</i> = uniform 37.85	uniform 285.35
$\nu_t$ [m <sup>2</sup> /s]	Entrada ( <i>inlet</i> )	calculated	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	zeroGradient	-
	Paredes	nutkWallFunction	-
$\alpha_t$ [kg/m · s]	Entrada ( <i>inlet</i> )	calculated	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	zeroGradient	-
	Paredes	compressible::alphaWallFunction	-
$k$ [K]	Entrada ( <i>inlet</i> )	turbulentIntensityKineticEnergyInlet	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	zeroGradient	-
	Paredes	kLowReWallFunction	-
$\epsilon$ [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]	Entrada ( <i>inlet</i> )	turbulentMixingLengthDissipationRateInlet	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	zeroGradient	-
	Paredes	epsilonWallFunction (lowReCorrection)	-

A velocidade apresenta condição de valor fixo uniforme de 1 m/s na entrada e de 0.25 m/s em cada saída, sendo que as paredes apresentam todas a condição `noSlip`, já explicada em 4.1.4.1. Em casos onde a pressão hidrostática tem contribuições relevantes, como neste caso de estudo, onde existem efeitos de fluatibilidade não

desprezáveis, a pressão passa a

$$p' = p - \rho gh. \quad (4.12)$$

Desta forma,  $p'$  é definido neste caso com a condição `fixedFluxPressure`, garantindo que o fluxo seja compatível com o especificado pela condição fronteira da velocidade [63]. Para  $p'$  é usada uma relação para definir o campo de densidades devido à força de impulsão (condição `rhok`), que é dada por,

$$1 - \beta(T - T_{ref}). \quad (4.13)$$

Uma vez definido o  $p'$ , então o  $p$  é facilmente calculado, daí a condição fronteira ser `calculated`.

As condições fronteira da temperatura,  $T$ , são `fixedValue` para a entrada, de modo a fixar a temperatura de 273.15 K, `zeroGradient` para a saída e paredes, com exceção da parede de extração, onde é usada a condição `externalWallHeatFluxTemperature` que permite fornecer à parede potência fixa, coeficiente de transferência de calor fixo ou fluxo de calor fixo [63], sendo este último o usado neste caso, onde se definiu o fluxo de calor para 37.85 W/m<sup>2</sup>.

A condição da viscosidade cinemática turbulenta,  $\nu_t$ , está definida com a condição `calculated` para a entrada, que determinará o valor apropriado desta propriedade com base nas características do fluxo. A condição `nutkWallFunction` para fronteiras sólidas (já explicado em 4.1.4.1) e `zeroGradient` para a saída.

A difusibilidade térmica turbulenta,  $\alpha_t$ , apresenta a condição `calculated`, pois  $\alpha_t$  é definido por [64],

$$\alpha_t = \frac{\mu_t}{Pr_t}. \quad (4.14)$$

Já na saída é usada a condição `zeroGradient` e nas paredes a condição `compressible::alphatWallFunction`.

Por fim os parâmetros  $k$  e  $\epsilon$  apresentaram nas saídas as condições `zeroGradient` e nas paredes as condições `kLowReWallFunction` e `epsilonWallFunction` com a correção para baixos números de Reynolds ativada, já explicada na secção 4.1.4.1. Na fronteira de entrada de  $k$  foi usada a condição `turbulentIntensityKineticEnergyInlet` que define a energia cinética turbulenta com base na velocidade da fronteira de entrada e uma intensidade turbulenta fornecida, que neste caso foi de 0.035. Para a taxa de dissipação de energia cinética,  $\epsilon$ , foi usada a condição `turbulentMixingLengthDissipationRateInlet` que define este parâmetro tendo em conta a energia cinética turbulenta,  $k$ , na fronteira de entrada e

o comprimento de mistura fornecido [63], que foi de 0.013 m, calculado pela equação 4.15 [56], [83].

$$lm = 0.07D_h, \quad (4.15)$$

onde  $D_h$  representa o diâmetro hidráulico, calculado por,

$$D_h = \frac{4A_s}{P}, \quad (4.16)$$

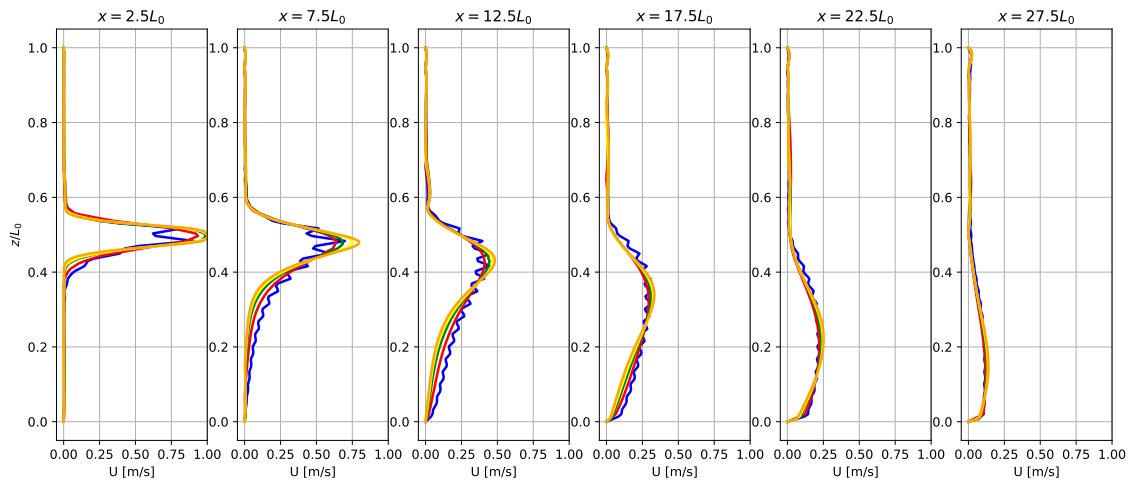
em que  $A$  representa a área da secção (neste caso é  $L_0^2$ ) e  $P$  representa o perímetro (neste caso  $4L_0$ ).

#### 4.2.5 Geometria e malha de cálculo

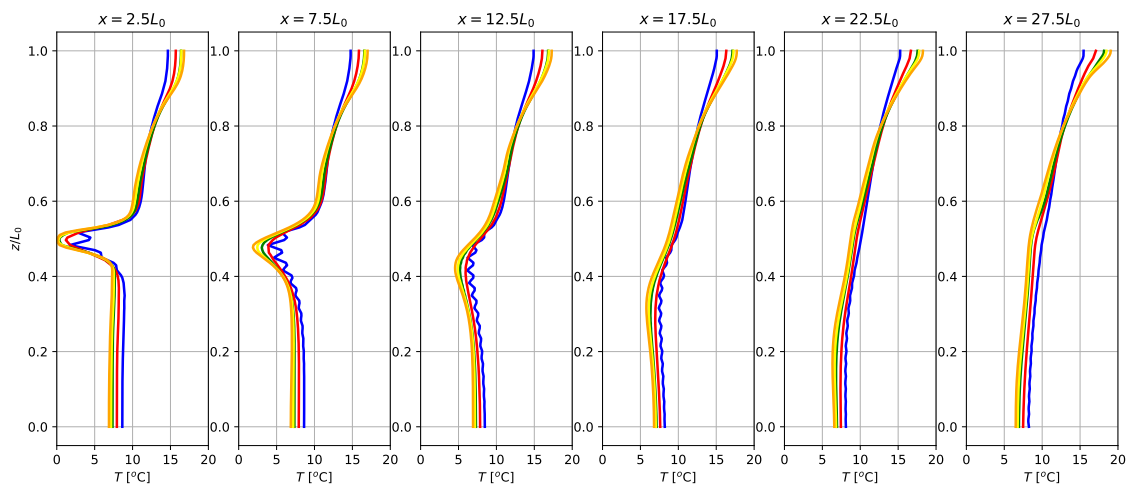
A malha de cálculo usada foi uma malha de espaçamento uniforme nas três direções, como usado em Ito *et al.* [18].

Para atingir independência da malha, foram realizados testes com: 13625 VC, 91125 VC, 312125 VC, 742125 VC e 1468250 VC, onde a única alteração foi o  $\Delta t$ , de forma a garantir que o número de Courant fosse inferior a 1. O modelo usado foi o modelo buoyant  $k - \epsilon$ , pois é o mais completo dos três modelos estudados, as restantes condições foram mantidas de acordo com o resumido na tabela 4.8.

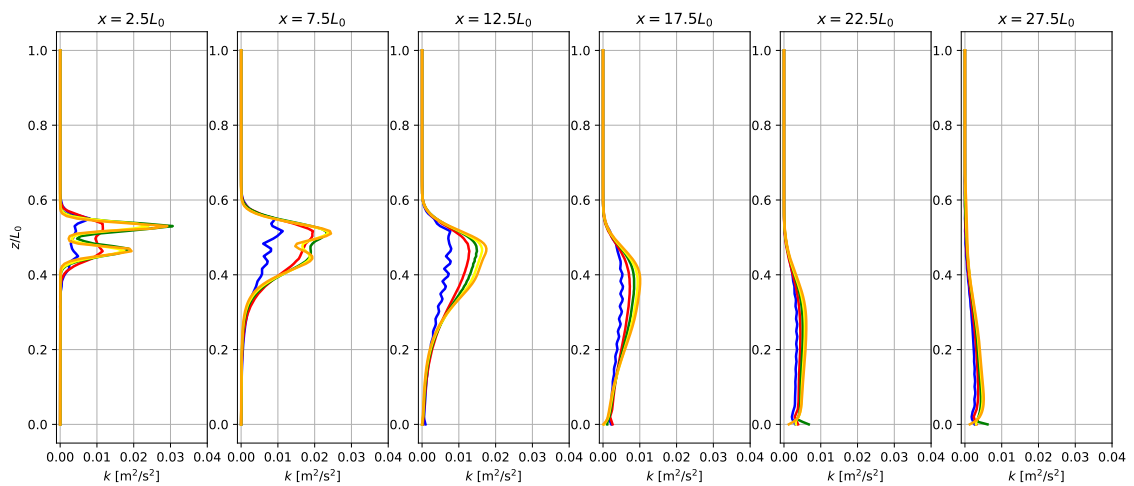
Na figura 4.18 podemos observar os resultados das diferentes malhas de cálculo, para as zonas e quantidades a serem estudadas (ver secção 4.2.3). Pela observação da figura, é visível que a diferença entre a malha com 742125 VC e a malha com 1468250 VC é muito reduzida, pelo que foi considerada como atingida a independência da malha, ou seja, os restantes estudos foram realizados com a malha de 742125 células.



(a) Perfil da velocidade.



(b) Perfil da temperatura.



— 13625 VC — 91125 VC — 312125 VC — 742125 VC — 1468250 VC

(c) Perfil da energia cinética turbulenta.

Figura 4.18 – Testes de independência da malha.

Na figura 4.19 podemos encontrar uma representação da malha de cálculo usada para o estudo com 742125 VC e distribuição de nós em  $x$ ,  $y$  e  $z$  de  $70 \times 100 \times 106$  (mais os nós do canal de insuflação e canais de extração). O domínio de cálculo foi dividido em 6 cores, com uma distribuição média de 123688 VC por core, de forma a reduzir o tempo computacional.

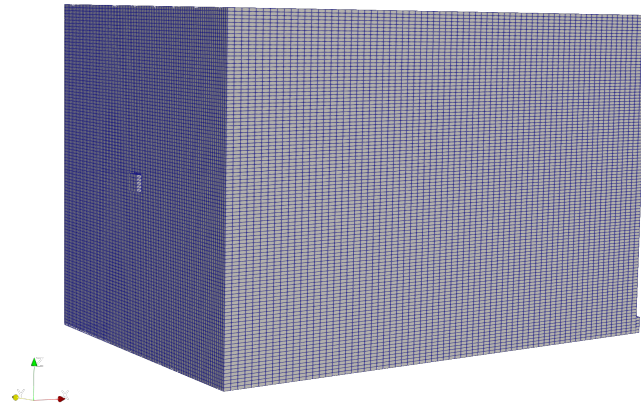


Figura 4.19 – Malha de cálculo usada para o caso de estudo de Murakami.

## 4.2.6 Algoritmo

Como algoritmo foi usado o `buoyantPimpleFoam`, que é um algoritmo do OF que se baseia num PIMPLE, mas com a possibilidade de lidar com transferência de calor nos escoamentos. Desta forma ficamos com um algoritmo transiente, para escoamentos turbulentos compressíveis com transferência de calor.

## 4.2.7 Esquemas convectivos

O Upwind foi novamente escolhido como esquema convectivo a ser usado, pela sua boa estabilidade de resultados.

## 4.2.8 Resumo

O resumo das condições usadas para este estudo encontra-se na tabela 4.8.

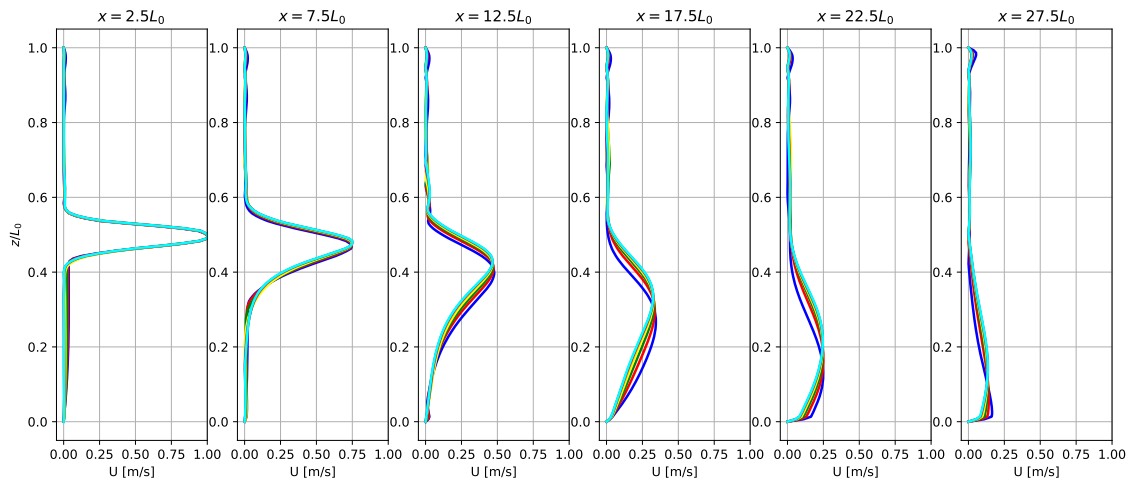
Tabela 4.8 – Resumo das condições impostas nas simulações do caso de Murakami *et al.* [16].

<b>Resumo condições do caso Murakami</b>	
Geometria	$L_0 = 0.04$ m; Medidas do espaço= $1.2 \times 0.8 \times 0.8$ m
Condições iniciais	$U_0 = 1$ m/s ; $T_{ins} = 0^\circ\text{C}$ ; $T_{ext} = 12.2^\circ\text{C}$ ; $q'' = 37.85$ W/m <sup>2</sup>
Malha	Malha estruturada (742125 VC; $70 \times 100 \times 106$ nós)
Algoritmo	buoyantPimpleFoam
Esquema de interpolação	Upwind

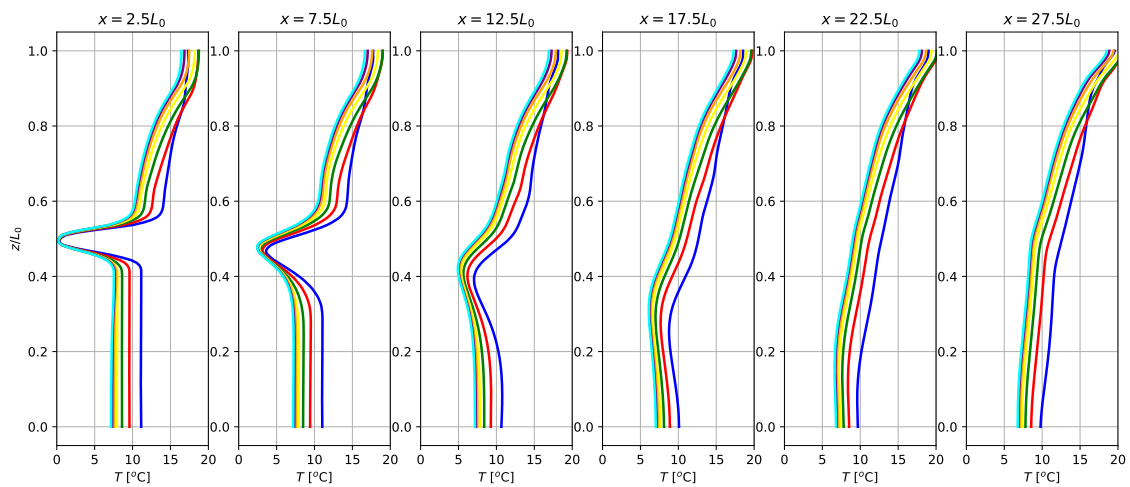
### 4.2.9 Convergência

Uma avaliação temporal das quantidades a serem estudadas foi feita para cada modelo de turbulência estudado. Na figura 4.20 encontra-se a avaliação temporal do modelo buoyant  $k - \epsilon$ , sendo que os restantes modelos podem ser examinados no APÊNDICE B.1.

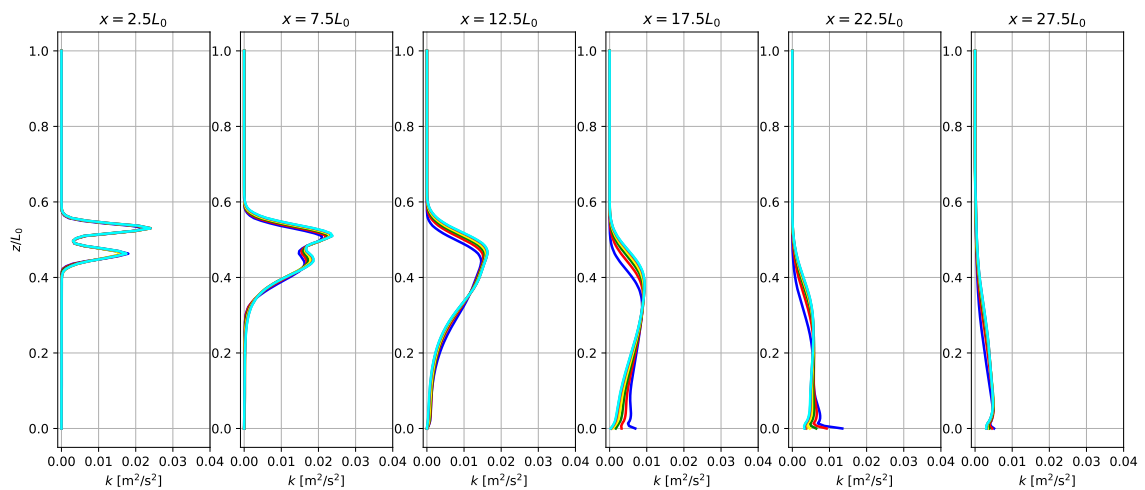
Numa primeira observação, percebe-se que o perfil da magnitude da velocidade (Fig.4.20a) e o perfil da intensidade turbulenta (Fig.4.20c) estabilizam logo após os 462.216 segundos, no entanto os perfis da temperatura (Fig.4.20b) demoram mais tempo a convergir, só após os 693.422 segundos. No caso dos outros modelos, um fenómeno semelhante pode ser observado, no entanto existe uma convergência dos resultados um pouco mais cedo que neste modelo.



(a) Perfil da velocidade.



(b) Perfil da temperatura.



— 115.418 seg — 231.010 seg — 346.613 seg — 462.216 seg — 577.819 seg — 693.422 seg — 809.025 seg

(c) Perfil da energia cinética turbulenta.

Figura 4.20 – Análise de convergência para o modelo buoyant  $k - \epsilon$ .

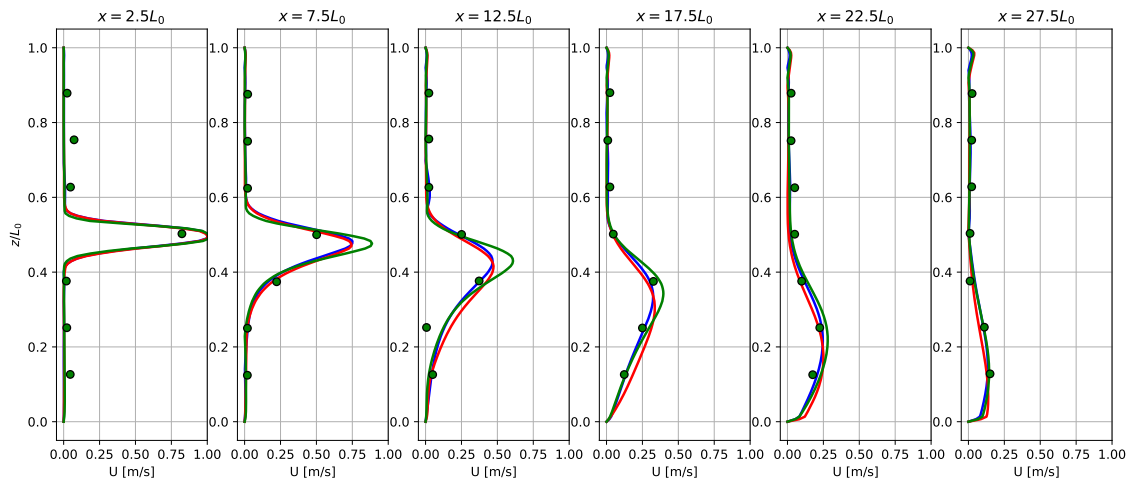
#### 4.2.10 Apresentação e discussão de resultados

De forma a validar os resultados obtidos. Estes serão comparados com os resultados experimentais expostos por [16], retirados de [18]. Na figura 4.21 encontra-se essa comparação.

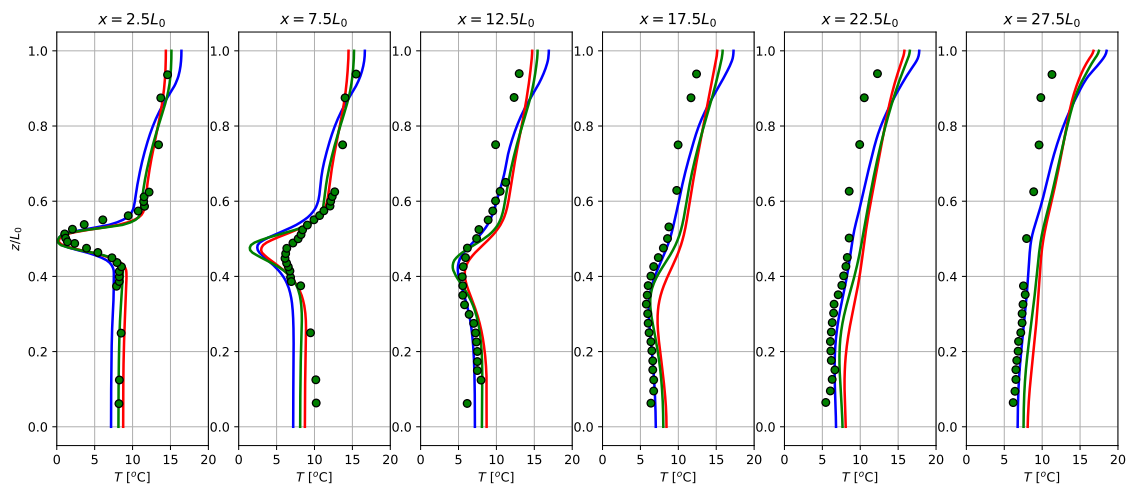
Observando primeiramente o perfil da magnitude da velocidade (Fig.4.21a), constata-se que o modelo RNG  $k - \epsilon$  produziu as maiores velocidades, sendo isso particularmente perceptível para  $x = 7.5L_0$  e  $x = 12.5L_0$ . A resolução espacial dos resultados experimentais não permite concluir qual o modelo que produziu globalmente uma melhor descrição com campo de velocidade, com todos os modelos de turbulência a mostrarem uma boa concordância com os resultados experimentais.

Observando os perfis da temperatura (Fig.4.21b), existe uma grande distinção entre o modelo buoyant  $k - \epsilon$  e os restantes modelos, sendo que este consegue seguir com perfeição os valores experimentais em maior parte do seu curso, afastando-se dos mesmo apenas perto do topo do espaço. A única exceção foi em  $x = 7.5L_0$  em que todos os modelos se afastaram dos resultados medidos. Ao comparar com os resultados do OpenFOAM de [18] (resultados não apresentados aqui), percebemos que este apresenta uma boa resolução da temperatura junto à parede aquecida (onde obtivemos maior dificuldade), no entanto apresenta um perfil globalmente mais frio (pior concordância).

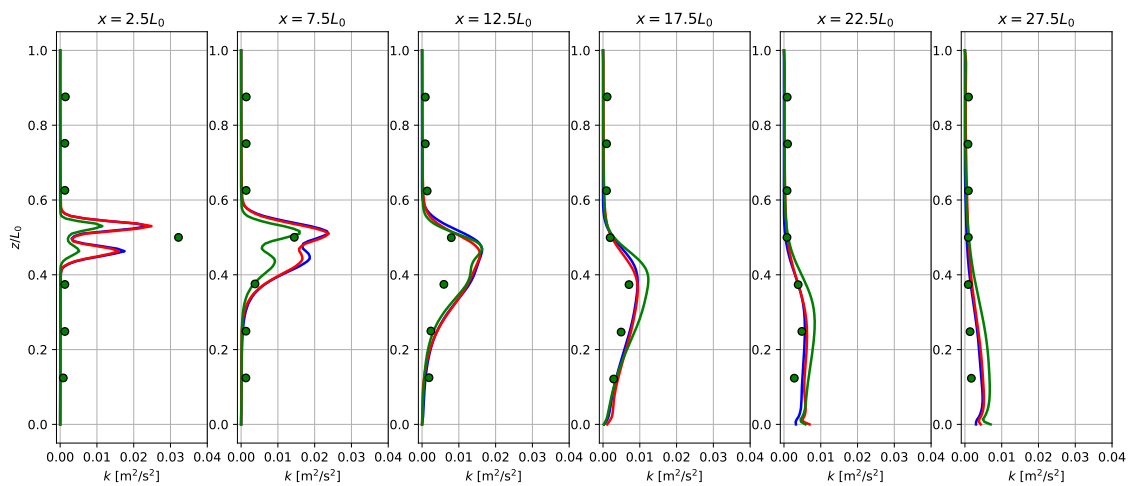
Por fim, os perfis da energia cinética turbulenta (Fig.4.21c) ficaram abaixo do esperado em  $x = 2.5L_0$ , com nenhum modelo a conseguir atingir a energia cinética turbulenta máxima medida experimentalmente. Em  $x = 7.5L_0$  o modelo RNG  $k - \epsilon$  foi superior aos restantes, no entanto após  $x = 12.5L_0$  os modelos buoyant  $k - \epsilon$  e  $k - \epsilon$  apresentaram valores equivalentes, com melhor precisão que o modelo RNG  $k - \epsilon$ .



(a) Perfil da velocidade.



(b) Perfil da temperatura.



— buoyant  $k-\epsilon$  —  $k-\epsilon$  — RNG  $k-\epsilon$  ● Exp

(c) Perfil da energia cinética turbulenta.

Figura 4.21 – Resultados do caso de estudo de Murakami *et al.* comparados com os valores experimentais do próprio [16], retirados de [18].

### 4.2.11 Conclusões

Para validar as técnicas numéricas e modelação física de um cenário não isotérmico, o *benchmark* de Murakami *et al.* [16] foi selecionado. Os modelos de turbulência usados foram o  $k - \epsilon$  com a adição do termo de geração/dissipação dos efeitos de impulsão (buoyant  $k - \epsilon$ ) e sem adição desses termos ( $k - \epsilon$ ) e também foi analisado o RNG  $k - \epsilon$ .

Quando comparado com os resultados experimentais, o modelo buoyant  $k - \epsilon$  foi exímio em obter os perfis da velocidade e temperatura, afastando-se um pouco dos resultados experimentais em  $x = 7.5L_0$  e perto do topo da sala para esta última quantidade. Em relação ao perfil da energia cinética turbulenta, este modelo, bem como o  $k - \epsilon$ , foram apenas superiores após  $x = 12.5L_0$ , sendo que nas zonas em que a velocidade do jato é maior, o modelo RNG  $k - \epsilon$  foi superior (excluindo  $x = 2.5L_0$ , onde todos os modelos ficaram aquém do esperado).

Em suma o modelo buoyant  $k - \epsilon$  foi superior, apontando a importância da inclusão do termo de impulsão em outros modelos de turbulência na biblioteca do OpenFOAM.



## 5 VENTILAÇÃO INSTACIONÁRIA

### 5.1 Introdução

A ventilação instacionária é um tipo de ventilação que visa criar movimentos de ar mais dinâmicos e complexos, de forma a evitar a formação de padrões de circulação de ar estagnados, que tendem a acumular poluentes e zonas de pobre climatização (zonas de temperaturas e humidades desequilibradas). A melhoria destes campos aumentará a eficiência da climatização do espaço, podendo vir a ser uma boa estratégia para reduzir o consumo energético dos sistemas AVAC. Este tipo de ventilação pode ser aplicado a qualquer estratégia de ventilação, por meio de convecção natural, intermitência ou por aplicação de caudais com sinais periódicos.

Para estudar os efeitos da ventilação não estacionária em espaços interiores sem transferência de calor, foi usada a sala de testes de equipamentos de climatização do ISEP (SATEC). Uma vez que esta sala não apresenta a possibilidade de impor caudais periódicos (método escolhido para criar a instabilidade do escoamento), a ventilação instacionária foi apenas estudada por meio computacional. No entanto, de forma a validar os procedimentos numéricos usados, a SATEC foi primeiramente simulada para a situação estacionária (entrada de ar com caudal constante) por meio de URaNS com o algoritmo PIMPLE do OpenFOAM, sendo os resultados comparados com as medições experimentais realizadas por Osswald [84] para o mesmo caudal.

Posteriormente, foram simulados (usando os mesmos métodos numéricos) mais dois caudais em modo estacionário (dois terços do usado anteriormente e um intermédio entre os dois), criando-se assim um grupo de três campos tri-dimensionais de resultados da SATEC que vão ser usados como referência para avaliar uma estratégia de ventilação instacionária, que será obtida pela insuflação de um caudal com sinal sinusoidal de valor médio igual à situação estacionária correspondente, onde

períodos e amplitudes serão variados.

Para validar os resultados numéricos com os experimentais, usaram-se os modelos que melhor se adequaram à situação de ventilação forçada para espaços interiores isotérmicos (Sec.4.1), os modelos  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$ . Destes, o que obteve melhor desempenho foi usado para os restantes estudos.

Para realizar estas simulações, foi usada uma partição de um cluster (com organização SLURM-*Simple Linux Utility for Resource Management*) com processadores AMD EPYC 7643, havendo 18 nós, com acesso máximo a 128 cores, tendo-se usado 9 cores por simulação.

## 5.2 Geometria

A SATEC apresenta as dimensões de 2.985 m, 4.020 m e 2.545 m nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$  respetivamente, com a entrada e saída de ar localizadas no teto, com centro nas coordenadas (0.358, 0.859, 2.545) e (3.163, 2.628, 2.545), respetivamente, sendo que ambas apresentam a dimensão ao longo do eixo  $x$  de 0.115 m e ao longo do eixo  $y$  de 0.315 m. Na figura 5.1 está apresentando um esquema da SATEC com algumas medidas relevantes.

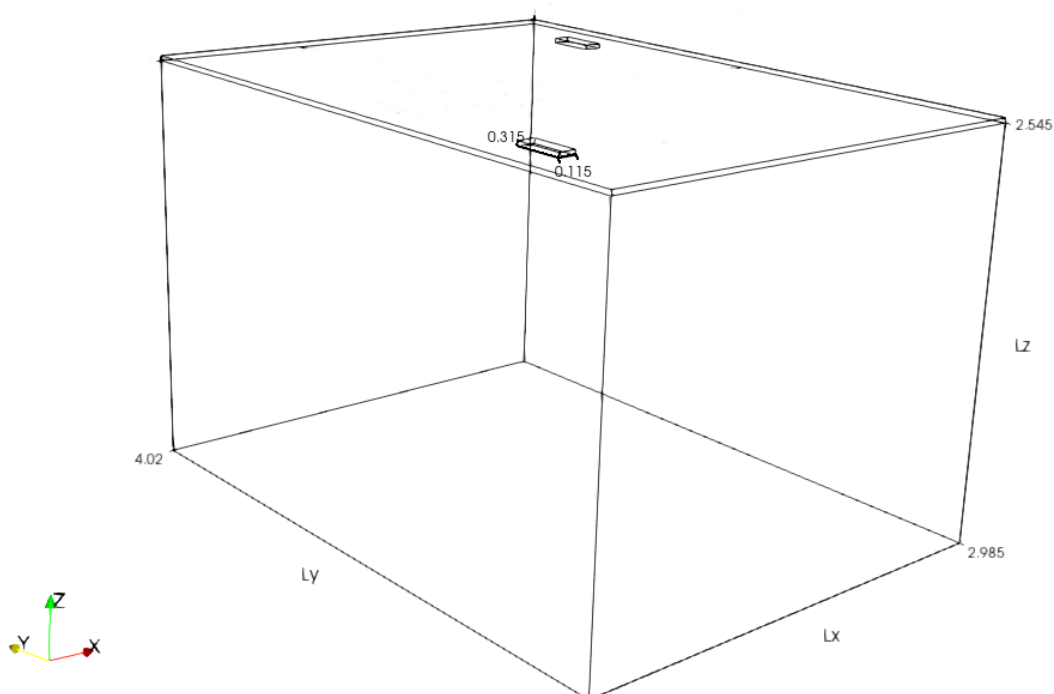


Figura 5.1 – Esquema da SATEC.

## 5.3 Validação dos resultados numéricos

### 5.3.1 Modelação do jato de entrada

No sentido de tentar obter a maior semelhança possível entre resultados experimentais e numéricos, sabendo à partida das dificuldades típicas de captar numericamente o escoamento produzido pelo equipamento de insuflação (condutas, registos, pleno e grelhas), foram realizados vários testes, experimentais e numéricos, que consistiram em testar diferentes geometrias de insuflação e determinar em que condições se pode obter um melhor acordo.

Numericamente foi testado modelar a grelha de insuflação, utilizando simulações precursoras para definir um escoamento completamente desenvolvido (idêntico ao executado na secção 4.1.4) que era depois aplicado na entrada de uma outra simulação que no seu final continha o modelo geométrico da grelha, produzindo assim um perfil que seria posteriormente usado na entrada da SATEC, ou usar simplesmente um perfil uniforme de velocidade na entrada da SATEC.

Do ponto de vista experimental foram testadas as configurações de grelha e registo (situação *standard*) e sem grelha e sem registo. Para avaliar a concordância entre resultados foram utilizados dois grupos de 3 pontos, situados por baixo da insuflação nas coordenadas  $x, y$  (0.375, 0.865), (0.375, 1.360) e (0.375, 1.760) e para duas alturas diferentes, 1.15 m e 0.115 m. O melhor acordo entre resultados foi obtido com os resultados experimentais sem grelha e sem registo e com as simulações numéricas efetuadas com perfil de velocidade uniforme, no entanto, uma vez que os resultados experimentais apresentavam um perfil complexo com mais velocidade na ponta mais afastada do eixo  $y$ , tentou-se recriar esse efeito, dando uma inclinação ao jato de  $6^\circ$ , mas cujos resultados globais da sala não foram melhores que os aplicados com um perfil uniforme, pelo que as comparações que vão a seguir ser apresentadas dizem respeito à configuração sem grelha e sem registo com perfil de entrada uniforme.

A modelação numérica da insuflação requer de futuro um estudo mais detalhado, eventualmente passando pela introdução de maior informação geométrica no processo, como é o caso do pleno e se possível incluir nesta modelação o escoamento em conduta com curvatura existente a montante deste, no entanto, outros pormenores da estrutura, como por exemplo o destaque de apoio à grelha, ou a vara de metal existente também no pleno (ver Fig.5.2) poderão por em causa a modelação do canal de insuflação, sendo que para ultrapassar verdadeiramente este problema, o ideal seria usar o método box. Neste método, a condição de entrada é especificada numa caixa (*box*) imaginária colocada ao redor da entrada e depois formulações de jato apropriadas ou resultados experimentais seriam usados para especificar o campo de velocidade em frente à entrada [85]. Este método é bastante útil para casos como

este, onde é difícil modelar com precisão o perfil inicial devido à complexidade da geometria do canal.



Figura 5.2 – Pleno da SATEC.

### 5.3.2 Medições experimentais

Para estudar o escoamento no interior da SATEC (ver Osswald [84]), um conjunto de pontos foram medidos, tendo-se realizado uma distribuição numa malha regular no centro da sala, distando 70 cm das paredes e com espaçamento de 40 e 43 cm nas coordenadas  $x$  e  $y$ , respetivamente. Junto às paredes, por ser uma zona onde podem ocorrer vários efeitos que devem ser captados, devido à interação entre o fluido e a superfície sólida, foi criada uma malha não regular, em que a orientação dos pontos se mantém igual à da malha anterior mas estes localizam-se a 3.5, 12 e 30 cm de distância da parede (esquema na Fig.5.3).

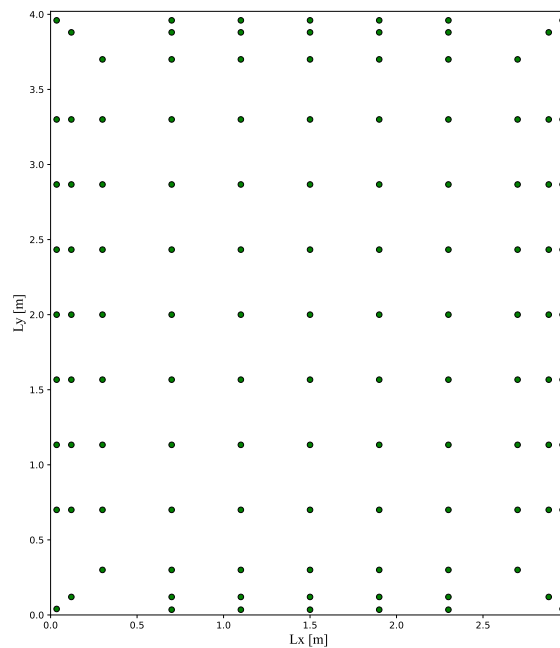


Figura 5.3 – Pontos de medição experimental realizada por Osswald [84].

Três sondas omnidirecionais KIMO CV-210 foram usadas para medir a magnitude da velocidade e temperatura instantâneas de cada ponto em 5 alturas distintas:

3.5, 12, 30, 110 e 170 cm. Para este escoamento não se tentou a comparação dos campos turbulentos obtidos experimentalmente e numericamente, uma vez que, quer devido ao elevado valor da constante de tempo dos anemómetros (1.6 s), quer devido à sua omnidirecionalidade, não é viável produzir a partir dos resultados experimentais valores realistas do campo turbulento. Para além da filtragem introduzida pela lenta resposta temporal dos anemómetros, a sua omnidirecionalidade é também suscetível de reduzir a magnitude das estimativas da energia cinética turbulenta, como se pode ver na demonstração (Eq.5.1-5.5).

Se  $V$  for a velocidade instantânea medida pelo transdutor omnidirecional, obtemos,

$$V'^2 = (V - \bar{V})^2 = V^2 + \bar{V}^2 - 2V\bar{V}. \quad (5.1)$$

Aplicando agora o operador média temporal à equação anterior,

$$\begin{aligned} \overline{V'^2} &= \overline{V^2} + \overline{\bar{V}^2} - 2\overline{V\bar{V}} \\ &= \overline{V^2} + \bar{V}^2 - 2\bar{V}^2 \\ &= \overline{V^2} - \bar{V}^2. \end{aligned} \quad (5.2)$$

Sendo  $V$  definido usando as componentes instantâneas da velocidade,

$$V = \sqrt{(u + u')^2 + (v + v')^2 + (w + w')^2}, \quad (5.3)$$

obtemos

$$\begin{aligned} \overline{V'^2} &= \overline{(u + u')^2 + (v + v')^2 + (w + w')^2} - \bar{V}^2 \\ &= \underbrace{\overline{u'^2 + v'^2 + w'^2}}_{2k} + (\bar{u}^2 + \bar{v}^2 + \bar{w}^2 - \bar{V}^2), \end{aligned} \quad (5.4)$$

ou seja, denominando por  $k_{\text{omni}}$  a energia cinética da turbulência possível de inferir com dados medidos com o transdutor omnidirecional,

$$k_{\text{omni}} = k + \frac{1}{2} \underbrace{(\bar{u}^2 + \bar{v}^2 + \bar{w}^2 - \bar{V}^2)}_{\Delta_{\text{omni}}} \quad (5.5)$$

e como  $\Delta_{\text{omni}} \leq 0$ , temos que  $k_{\text{omni}}$  é uma estimativa por defeito da energia cinética da turbulência real.

Para registo das condições da sala foram também medidos os caudais de insuflação e extração em intervalos de cerca de duas horas com o uso do caudalímetro KIMO DB 610.

De forma a garantir uma situação isotérmica, a SATEC era climatizada anteri-

ormente aos ensaios até que a temperatura de extração fosse constante. Sendo que a temperatura foi registada em intervalos de cerca de duas horas, tendo sido corrigida quando necessário, variando a temperatura de insuflação antes de se fazer a medição. Desta forma todos os ensaios da SATEC apresentaram uma temperatura média de 23.12°C com um desvio padrão de 0.489°C.

### 5.3.3 Condições iniciais e de fronteira

Tendo em conta a temperatura média dos ensaios, 23.12°C, foram retiradas as propriedades termodinâmicas do ar a essa temperatura, pela biblioteca do Python baseada na Associação Internacional para as Propriedades da Água e Vapor [81].

Tabela 5.1 – Propriedades termodinâmicas a 23.12°C e à  $\approx$  pressão atmosférica.

Propriedade	Valor	Unidades
$\nu$	$1.57 \times 10^{-5}$	m <sup>2</sup> /s
$Pr$	0.707	-
$\beta$	$3.37 \times 10^{-3}$	1/K

Tendo em conta o caudal médio medido experimentalmente e a área de secção do canal de insuflação, foi retirada a velocidade média a impor nesse canal (pela Eq.4.5), de  $\approx$  2.13 m/s. Posteriormente foram aplicadas as condições iniciais e de fronteira necessárias, apresentadas na tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Condições fronteira SATEC em modo estacionário.

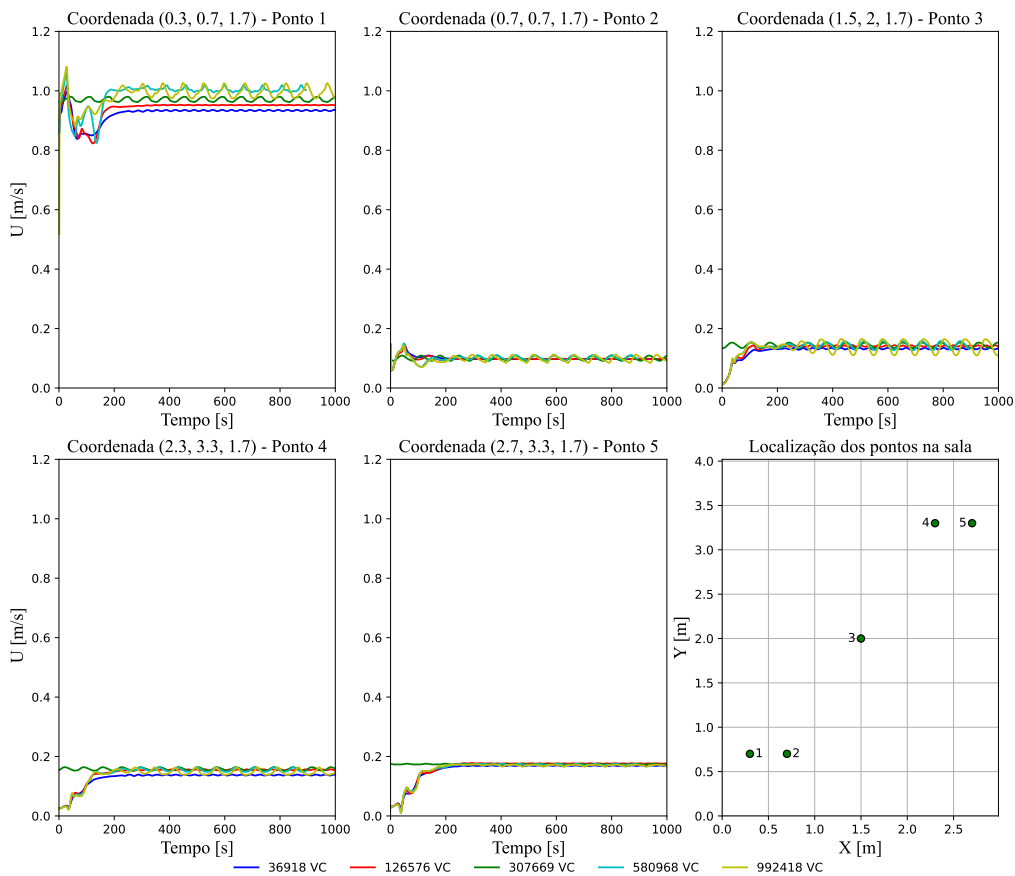
Parâmetro	Tipo de fronteira	Condição	Valor
$\mathbf{U}$ [m/s]	Entrada ( <i>inlet</i> )	fixedValue	uniform (0, 0, -2.13)
	Saída ( <i>outlet</i> )	zeroGradient	-
	Paredes	noSlip	-
$p$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	Entrada ( <i>inlet</i> )	zeroGradient	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	fixedValue	uniform 0
	Paredes	zeroGradient	-
$\nu_t$ [m <sup>2</sup> /s]	Entrada ( <i>inlet</i> )	calculated	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	zeroGradient	-
	Paredes	nutkWallFunction	-
$k$ [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]	Entrada ( <i>inlet</i> )	turbulentIntensityKineticEnergyInlet	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	zeroGradient	-
	Paredes	kLowReWallFunction	-
$\epsilon$ [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]	Entrada ( <i>inlet</i> )	turbulentMixingLengthDissipationRateInlet	-
	Saída ( <i>outlet</i> )	zeroGradient	-
	Paredes	epsilonWallFunction (lowReCorrection)	-

A viscosidade cinemática turbulenta, energia cinética turbulenta e taxa de dissipação da energia cinética turbulenta foram definidas com as mesmas funções explicadas no caso de estudo de Murakami *et al.* [16], apresentadas na secção 4.2.4.

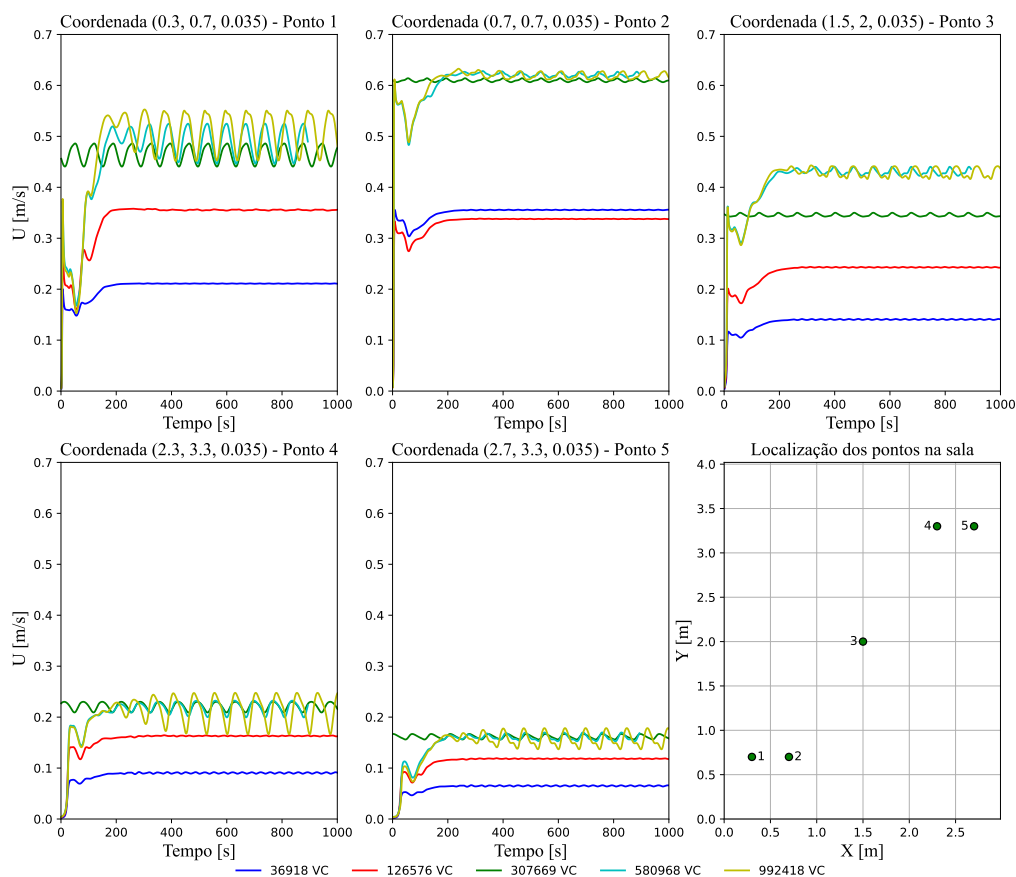
### 5.3.4 Geometria e malha de cálculo

Neste caso de estudo foi usada uma malha estruturada, com um maior refinamento junto às paredes. De forma a captar com melhor qualidade a zona de saída do jato, a sala foi dividida em quatro blocos, de forma a podermos aplicar mais nós nesse espaço.

Para analisar a independência da malha, a magnitude da velocidade foi comparada para alguns locais medidos experimentalmente, usado como modelo de turbulência o modelo RNG  $k - \epsilon$ . Nestes testes foram usados: 36918 VC, 126576 VC, 307669 VC, 580968 VC e por fim 992418 VC (a cada direção cartesiana o número de nós usados na malha mais grosseira era multiplicado por um fator que começava em 1 e aumentava em 0.5 a cada nova malha). Na figura 5.4 temos alguns exemplos (ver APÊNDICE C.1, para mais exemplos).



(a)  $z = 1.7$  m.



(b)  $z = 0.035$  m.

Figura 5.4 – Séries temporais da magnitude da velocidade para várias densidades de malha.

Pela observação das figuras percebemos que à medida que refinamos mais a malha, o valor médio temporal começa a convergir, notando-se já pouca diferença entre as últimas malhas mais refinadas, no entanto, o perfil do sinal continua a mudar, algo que pode estar relacionado com a mudança na variação temporal ( $\Delta t$ ), existente à medida que refinamos as malhas (para cumprir com o número de Courant inferior a 1), que altera as frequências captadas. Além disso, pode haver uma maior captação de algum efeito não perceptível com as malha mais grosseira.

Desta forma, foi usada como malha final a malha estruturada com maior refinamento junto às paredes (especialmente junto à parede mais próxima da saída do jato) com 992418 células, cuja distribuição dos nós na sala foi de  $105 \times 105 \times 90$  para as componentes  $x$ ,  $y$  e  $z$ , respetivamente (sem contar com os nós nas condutas de entrada e saída de ar). Um esquema da malha de cálculo usada está apresentado na figura 5.5. Claro está, que uma malha possivelmente mais refinada pudesse alterar um pouco os resultados, mas o tempo computacional para cada simulação, seguindo a mesma expansão usada até agora e a mesma configuração no Cluster (9 cores por simulação), seria um pouco superior a um mês.

De forma a reduzir o tempo computacional, as simulações foram realizadas com uma divisão do domínio por 9 cores, resultando, em média, 110269 VC por processador.

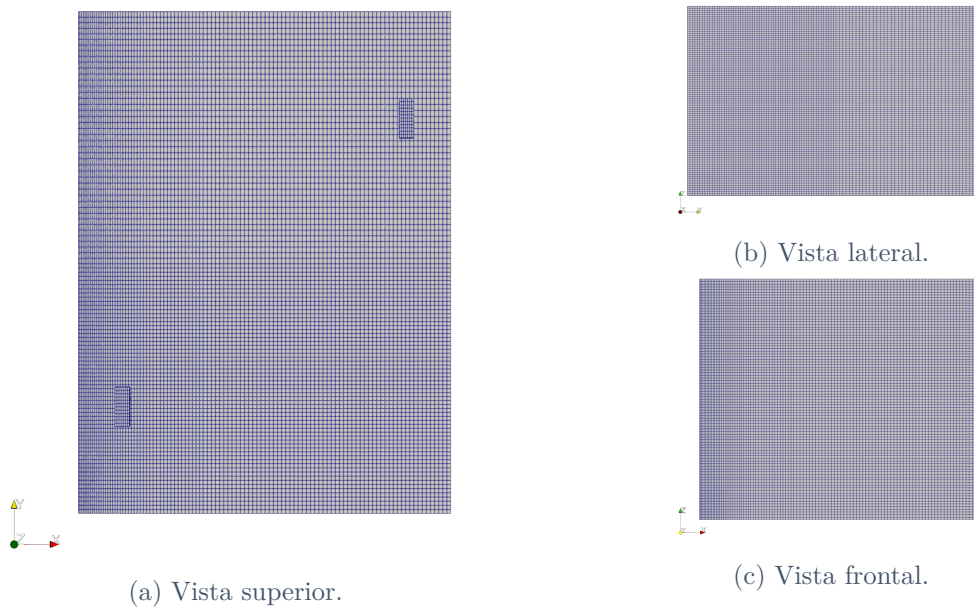


Figura 5.5 – Malha de cálculo usada para modelar a SATEC.

### 5.3.5 Algoritmo

Para estas simulações foi usado o algoritmo PIMPLE do OpenFOAM (`pimpleFoam`), para resolução problemas transientes.

### 5.3.6 Esquemas convectivos

Foram estudados dois esquemas convectivos, o Upwind e o limited linear  $\alpha$ , sendo  $\alpha$  um coeficiente que determina o grau de linearidade no esquema convectivo. Este valor varia entre 0 e 1, sendo que para valores mais baixo de  $\alpha$  (perto de 0) obtemos melhor precisão mas menos estabilidade e com valores maiores de  $\alpha$  (perto de 1) obtemos melhor estabilidade mas menos precisão [63]. Para tentar ser mais preciso, o  $\alpha$  foi definido para 0.2.

Ao realizar um teste com os dois modelos, percebeu-se que o Upwind apresentava melhores resultados, uma vez que o limited linear  $\alpha$  acentuava a amplitude das velocidades para valores irrealistas, tendo dificuldade para convergir, tal como se pode ver no exemplo da figura 5.6 (mais exemplos no APÊNDICE C.2). Aumentando o valor de  $\alpha$  atingiríamos convergência dos resultados, no entanto passávamos a ter um esquema idêntico ao Upwind, pelo que simplesmente decidimos usar este esquema convectivo (Upwind).

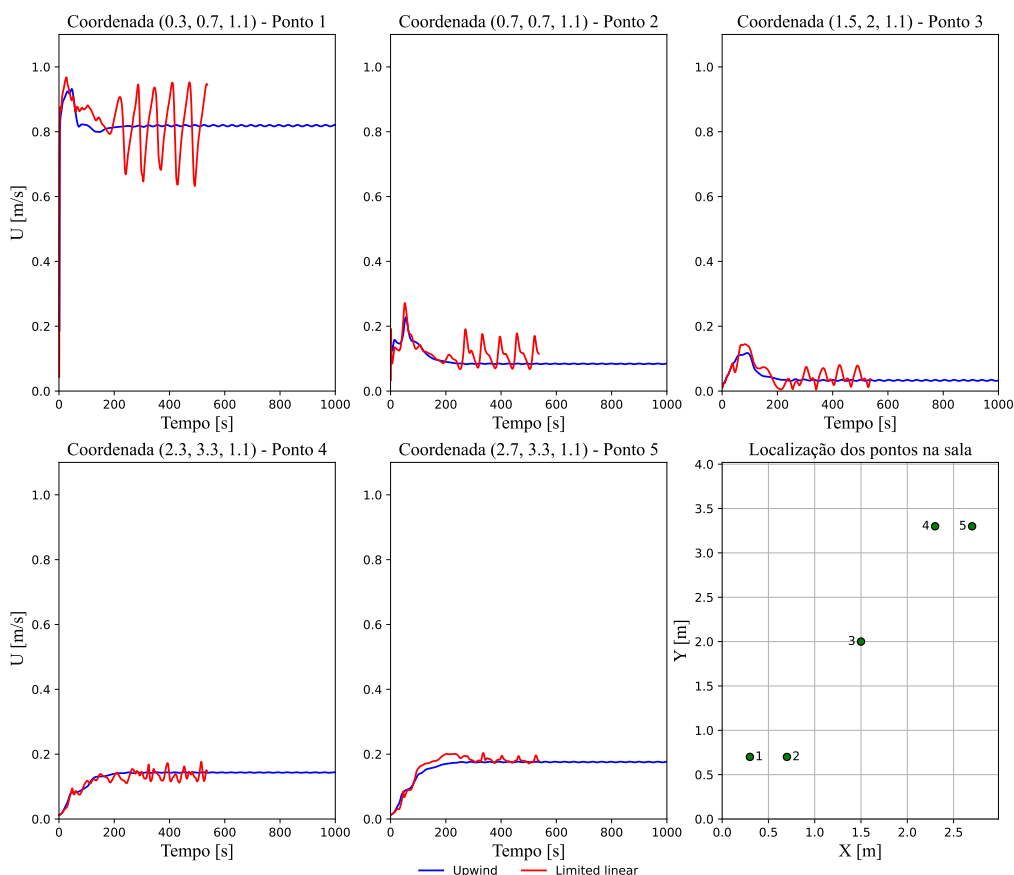


Figura 5.6 – Séries temporais obtidas numericamente para esquema convectivo upwind e limited linear  $\alpha$ .

### 5.3.7 Resumo

Na tabela 5.3 está apresentado um resumo das condições usadas para simular a SATEC.

Tabela 5.3 – Resumo das condições impostas nas simulações da SATEC em modo estacionário.

Resumo condições do caso estacionário SATEC	
Geometria	$Lx = 2.985$ m; $Ly = 4.02$ m; $Lz = 2.545$ m. $Lx_{ins} = Lx_{ext} = 0.115$ m; $Ly_{ins} = Ly_{ext} = 0.315$ m.
Condições iniciais	$U_0 = 2.13$ m/s
Malha	Malha estruturada, com maior refinamento junto às paredes (992418 VC; $105 \times 105 \times 90$ nós)
Algoritmo	pimpleFoam
Esquema de interpolação	Upwind

### 5.3.8 Convergência

Uma análise temporal da magnitude da velocidade pode ser vista na figura 5.7, de onde se verifica que após  $\approx 400$  segundos entramos numa situação periódica.

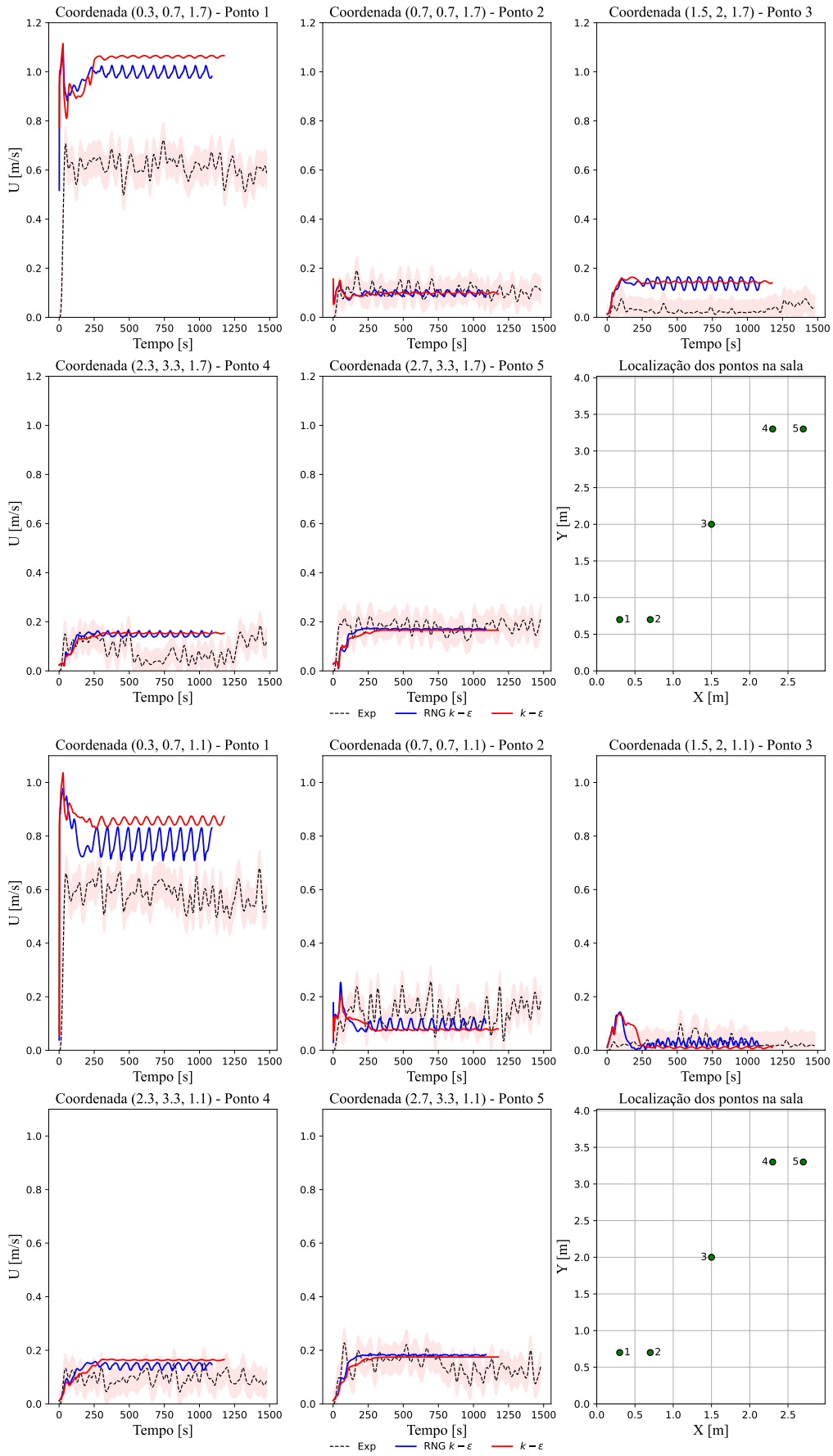
### 5.3.9 Apresentação e discussão de resultados

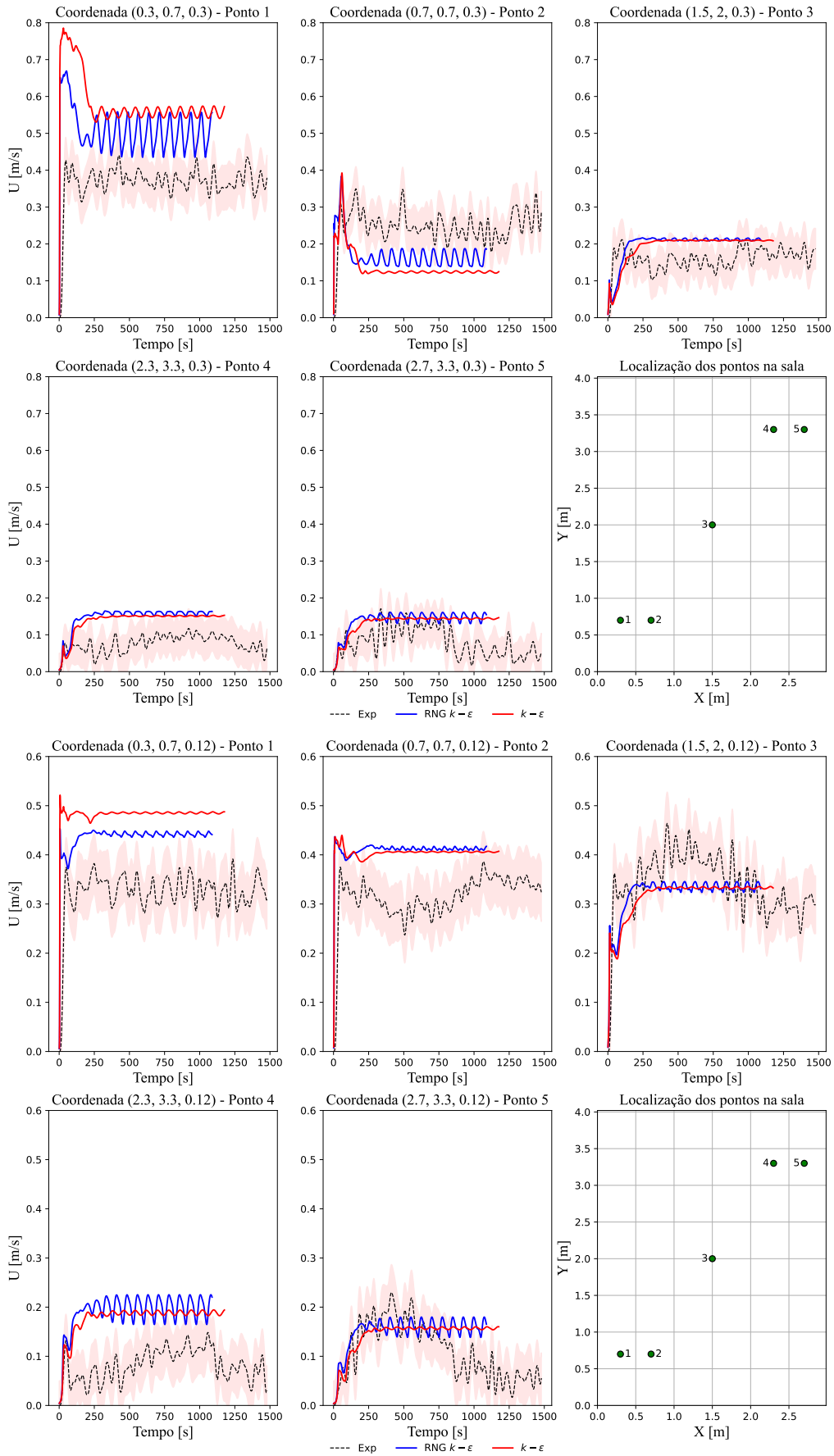
De forma a validar os resultados numéricos com os resultados experimentais, foram retiradas evoluções temporais da magnitude da velocidade para alguns pontos medidos experimentalmente por Osswald [84] (tendo-se optado por pontos perto da entrada e saída de ar, no meio da sala e perto de cantos, nas cinco alturas medidas), pois era impraticável colocar os resultados de todos os pontos medidos na SATEC, quase 600 pontos, apesar de termos usado mais pontos dos que apresentados para tirar as nossas conclusões.

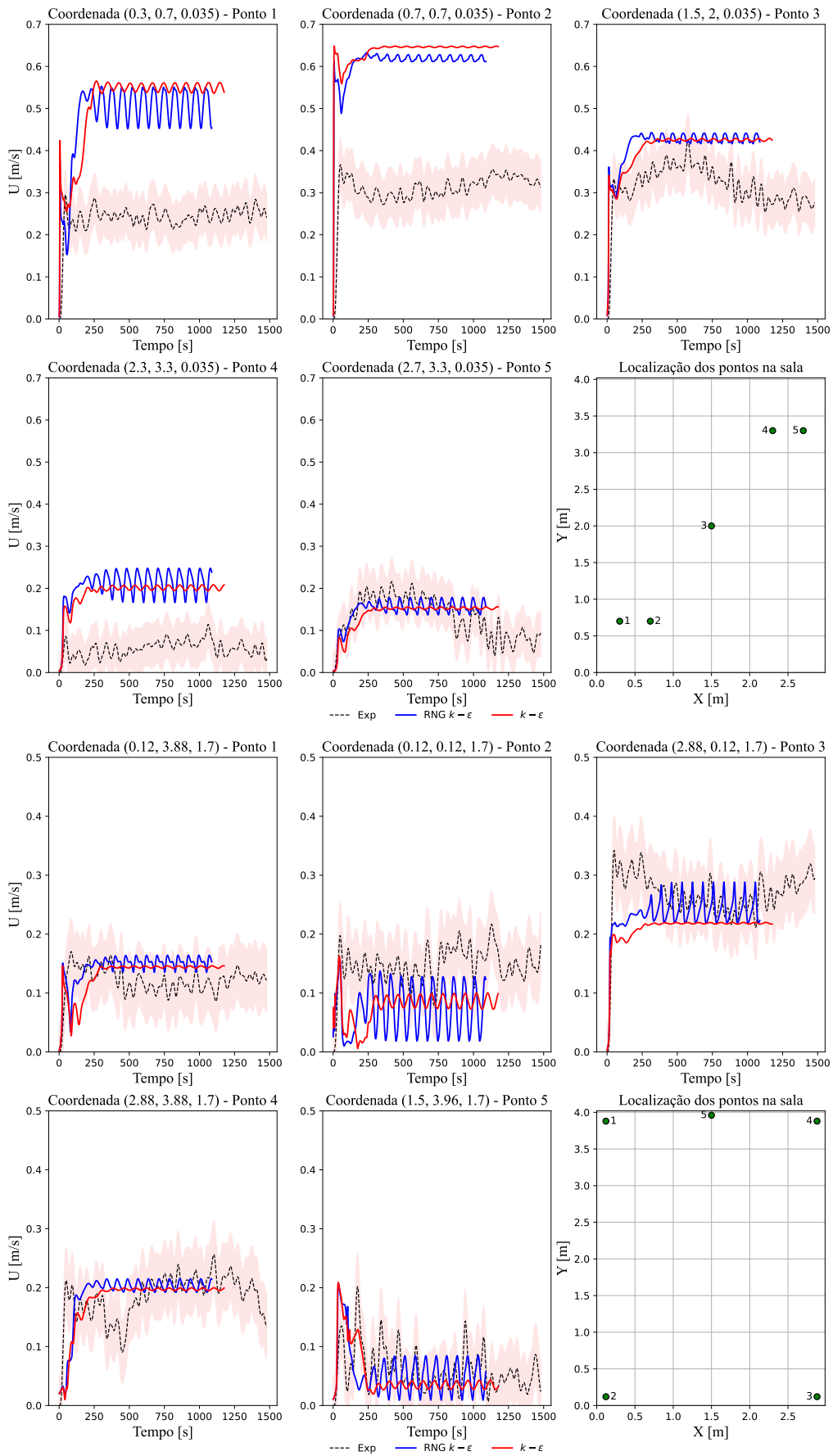
Para facilitar a comparação entre as evoluções temporais do campo médio das simulações (*ensemble averages* no contexto de URaNS) e os resultados experimentais, estes últimos foram filtrados com um filtro passa baixo com frequência de corte de 0.02 Hz e adicionada a banda colorida em torno dos resultados experimentais que são uma representação da incerteza das medidas.

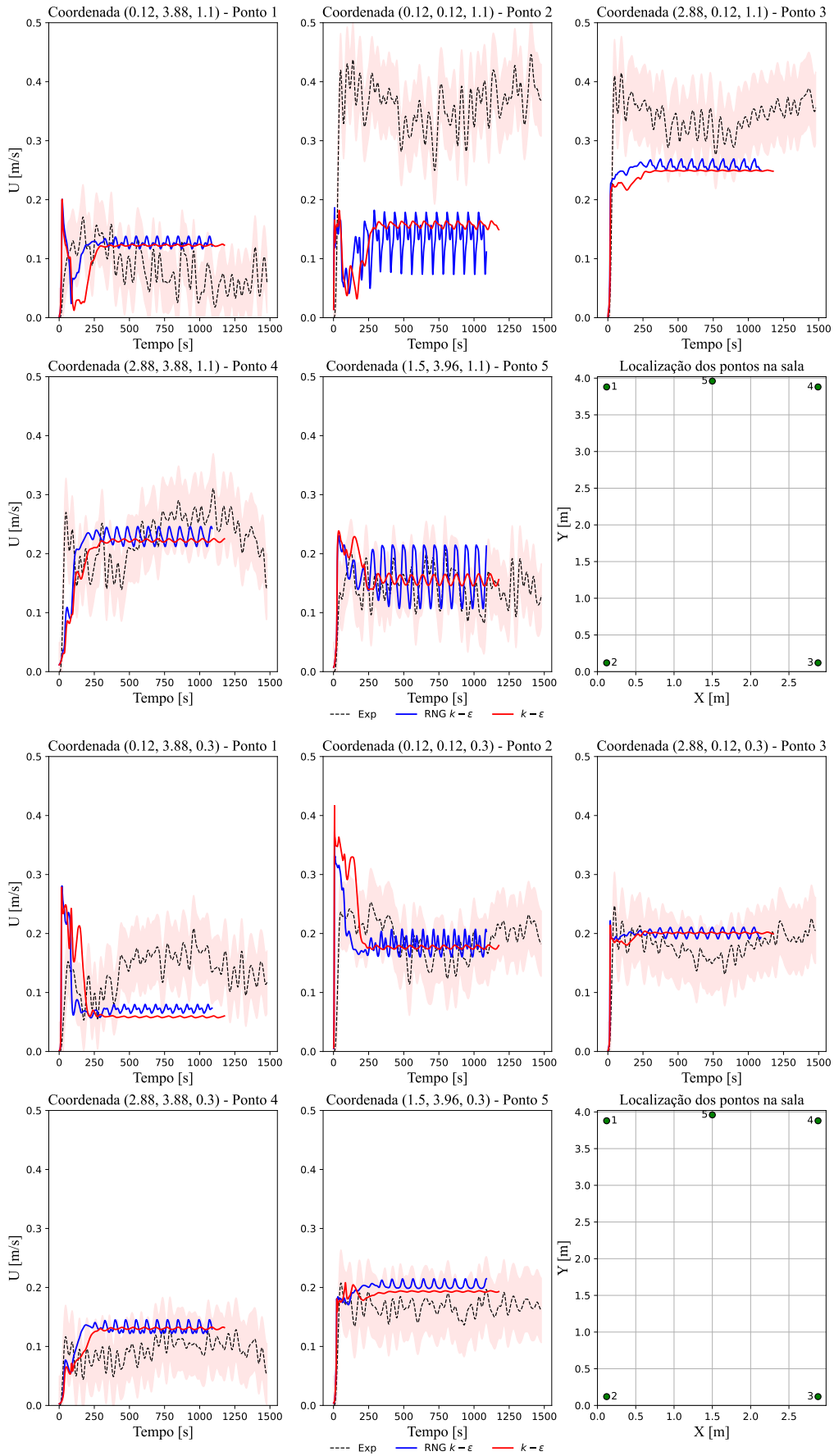
Inicialmente uma correção das velocidades numéricas foi feita, seguindo o exposto em [86], de forma a atenuar os erros de medição dos anemómetros omidireccionais que não permitem uma medição correta da energia cinética da turbulência e da velocidade, tal como demonstrado na secção 5.3.2 (ver Eq.5.1-5.5), no entanto, ao comparar os resultados numéricos com os experimentais, as correções apresentavam resultados globalmente piores que sem a utilização da mesma, pelo que esta não foi utilizada.

Na figura 5.7 podemos observar a evolução temporal para os dois modelos de turbulência a serem analisados,  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$ , bem como os resultados experimentais de Osswald [84] com os filtros e bandas mencionados.









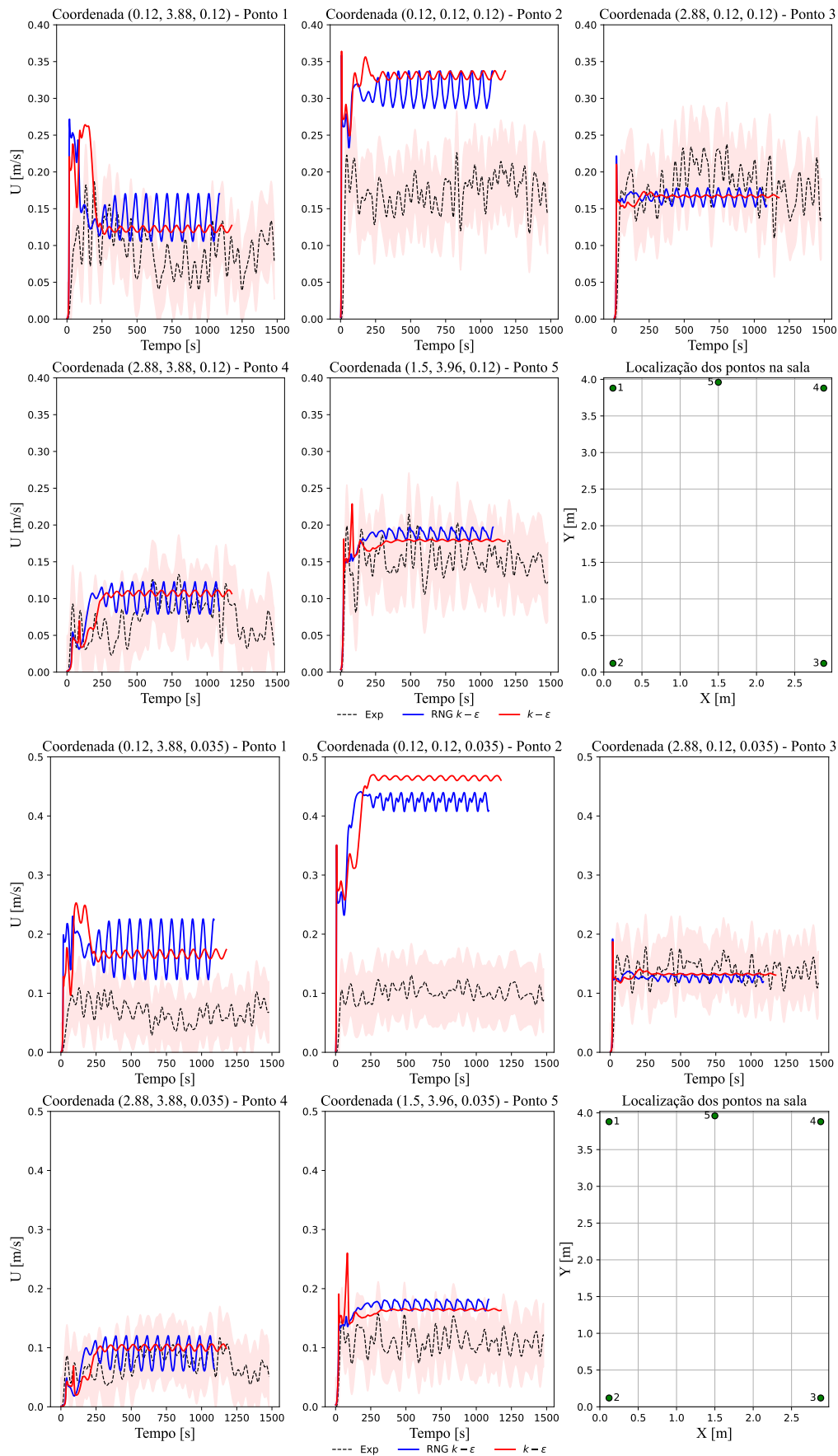


Figura 5.7 – Séries temporais da magnitude da velocidade para resultados numéricos e experimentais para alguns pontos da SATEC.

Observando os vários pontos da figura 5.7 percebemos que ambos os modelos entram num estado periódico, com períodos idênticos, mas amplitudes distintas, com o modelo RNG  $k - \epsilon$  a apresentar amplitudes superiores ao modelo  $k - \epsilon$ . Quando comparados com os resultados experimentais percebemos que na maior parte dos casos a média temporal do modelo RNG  $k - \epsilon$  é mais próxima dos resultados experimentais. Em ambos os modelos existem zonas em que a frequência dos resultados é idêntica aos resultados experimentais, mas no modelo RNG  $k - \epsilon$  as amplitudes estão mais próximas das medidas experimentalmente (fora algumas exceções).

Pelos motivos mencionados, decidiu-se optar pelo modelo de turbulência RNG  $k - \epsilon$  para retirar contornos da velocidade para os vários planos compostos pelos pontos medidos experimentalmente e para os restantes estudos referentes à ventilação instacionária.

De forma a retirar os contornos da velocidade a comparar com os resultados experimentais, foi necessário extrair uma média temporal dos resultados numéricos, uma vez que convergem para uma situação periódica. Para tal, usou-se a coordenada mais próxima da insuflação de ar, coordenada (0.3, 0.7, 1.7), para retirar o período do sinal. Na figura 5.8 encontra-se o sinal formado pela magnitude da velocidade para a coordenada em questão, onde se marcou o tempo para dois picos do sinal, retirando-se um período de  $\approx 74$  segundos. Assim, foram retiradas as quantidades de segundo em segundo até atingir o período calculado e realizadas as respetivas médias temporais.

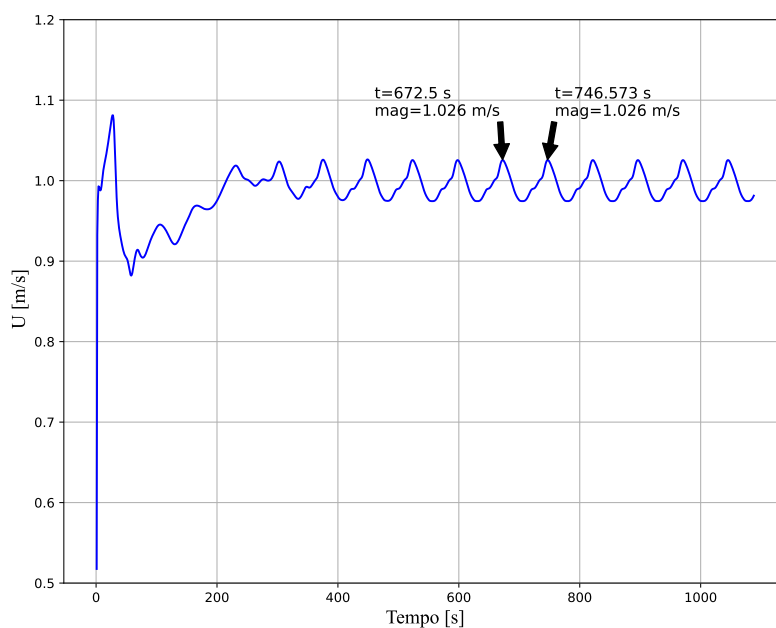
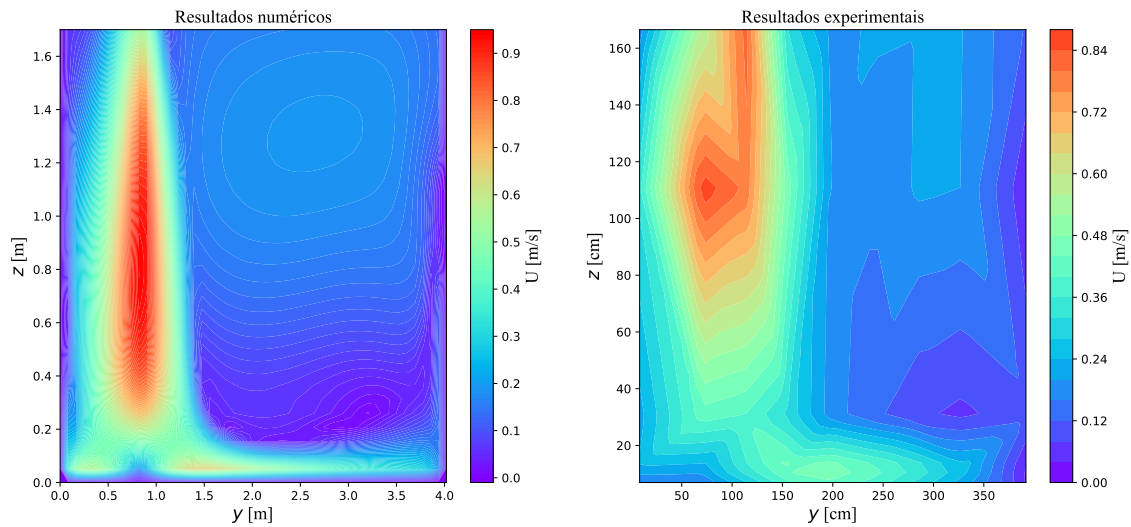


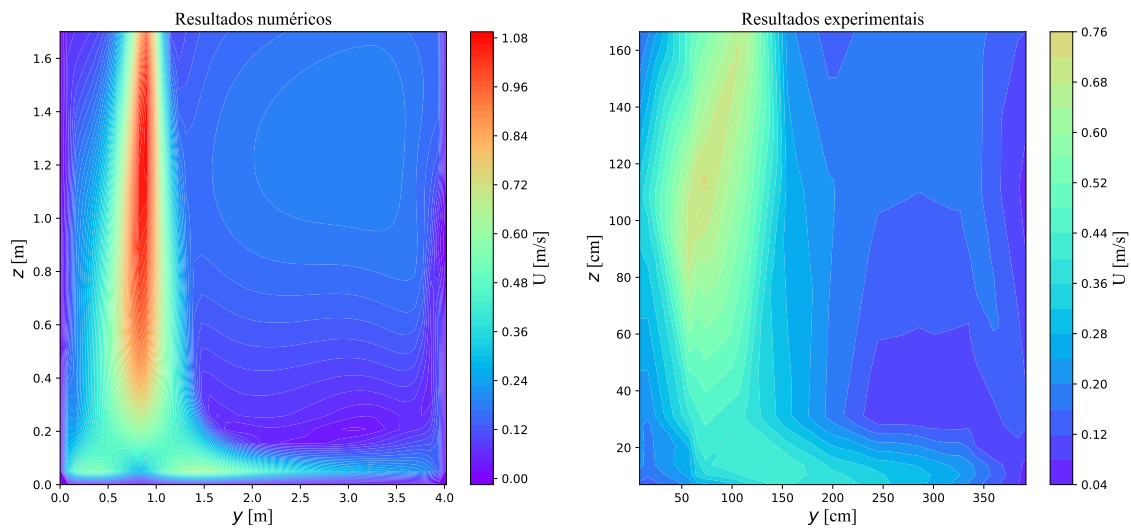
Figura 5.8 – Séries temporais da magnitude da velocidade para o modelo RNG  $k - \epsilon$  na coordenada (0.3; 0.7; 1.7).

Nas figuras 5.9, 5.10 e 5.11 estão apresentados os contornos da velocidade (já

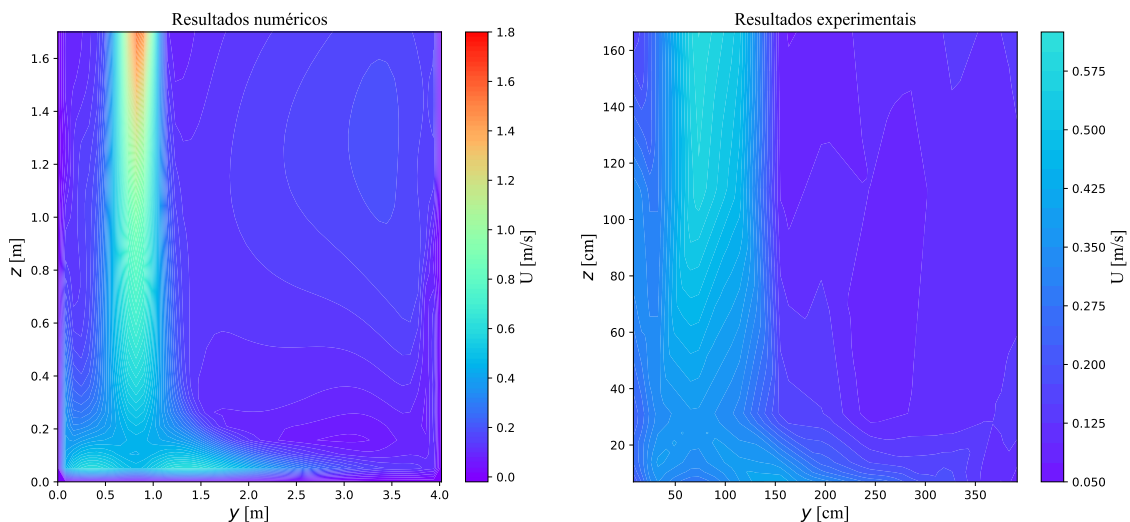
com as médias temporais realizadas) dos planos  $yz$ ,  $xz$  e  $xy$ , respetivamente. Ao lado de cada resultados numérico está apresentado o resultado experimental, cuja média temporal foi retirada por [84] entre os 5 e 25 minutos após o fecho da porta da SATEC. O método de interpolação cúbico foi usado nos resultados numéricos e linear nos experimentais, pois a distância entre os pontos era muito grande para realizar uma interpolação cúbica. É importante salientar que para realizar estes contornos da velocidade Osswald [84] realizou uma medição adicional para as cinco alturas ao longo do eixo vertical da entrada de ar de forma a capturar uma possível zona de velocidades superiores.



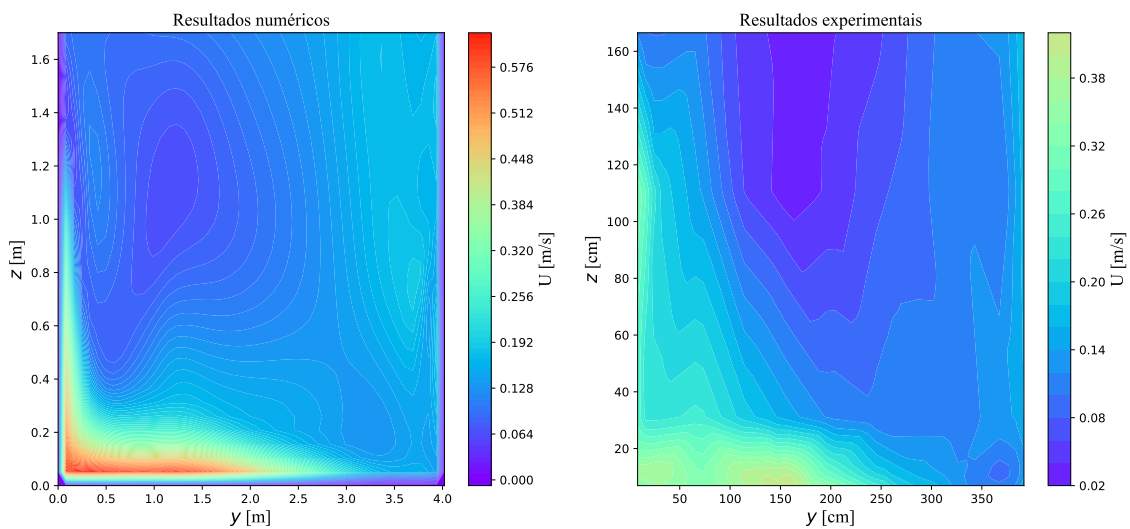
(a)  $x = 0.035$  m.



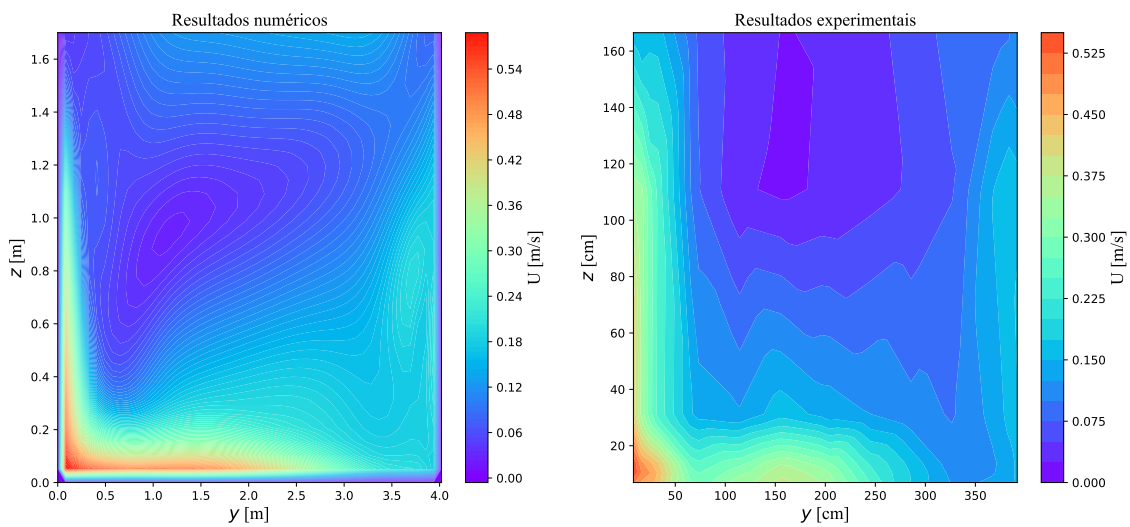
(b)  $x = 0.12$  m.



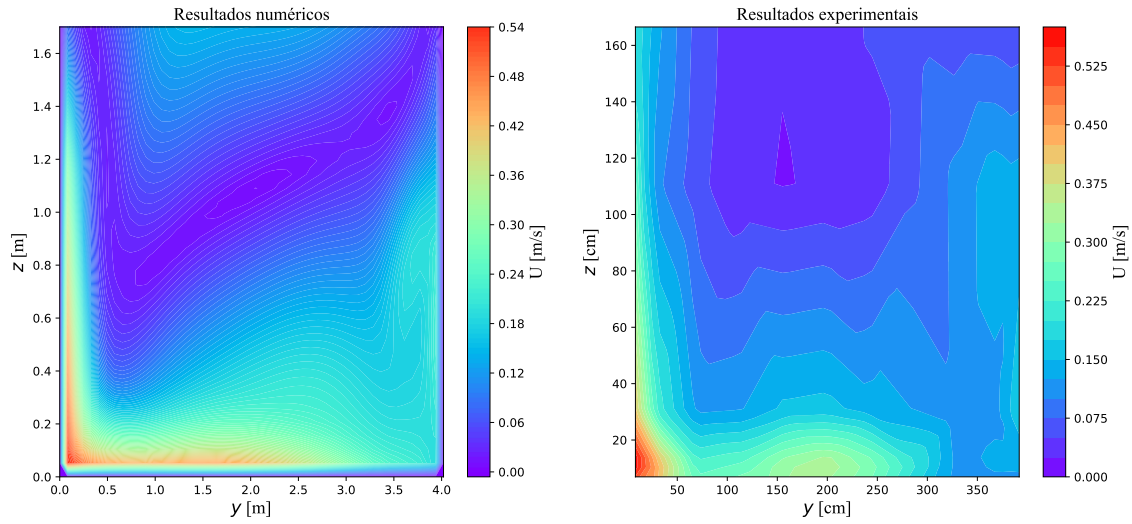
(c)  $x = 0.3$  m.



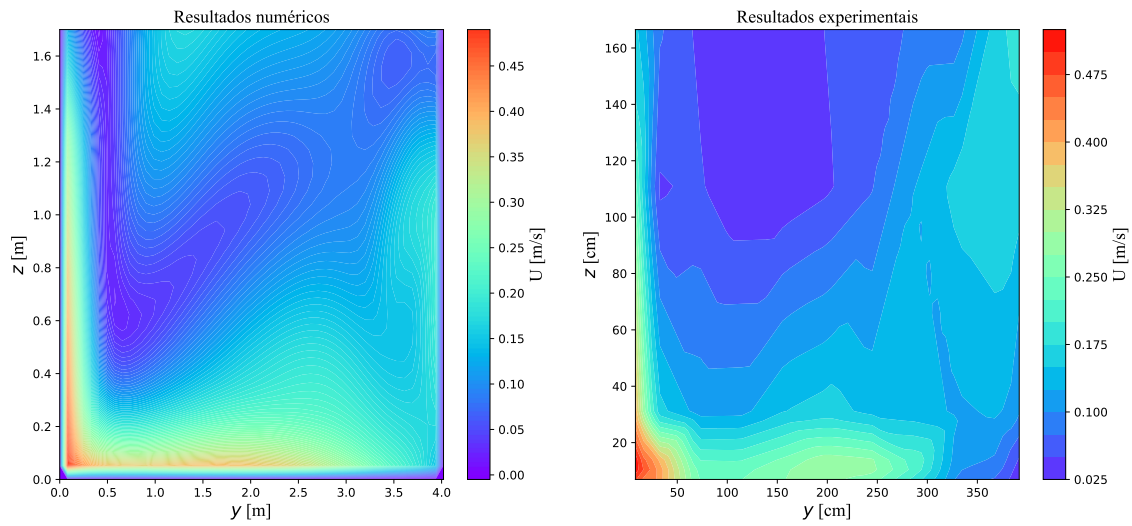
(d)  $x = 0.7$  m.



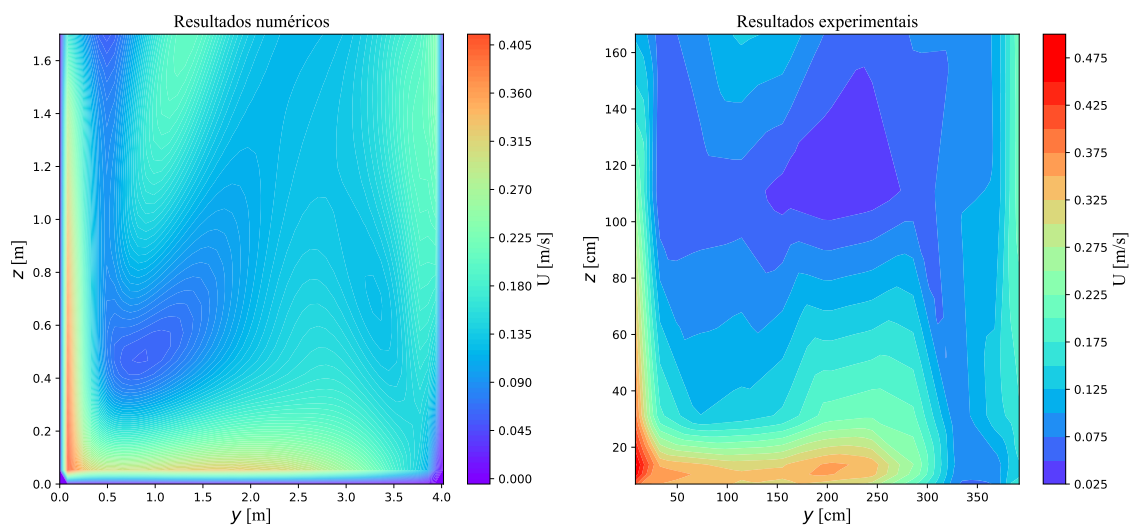
(e)  $x = 1.1$  m.



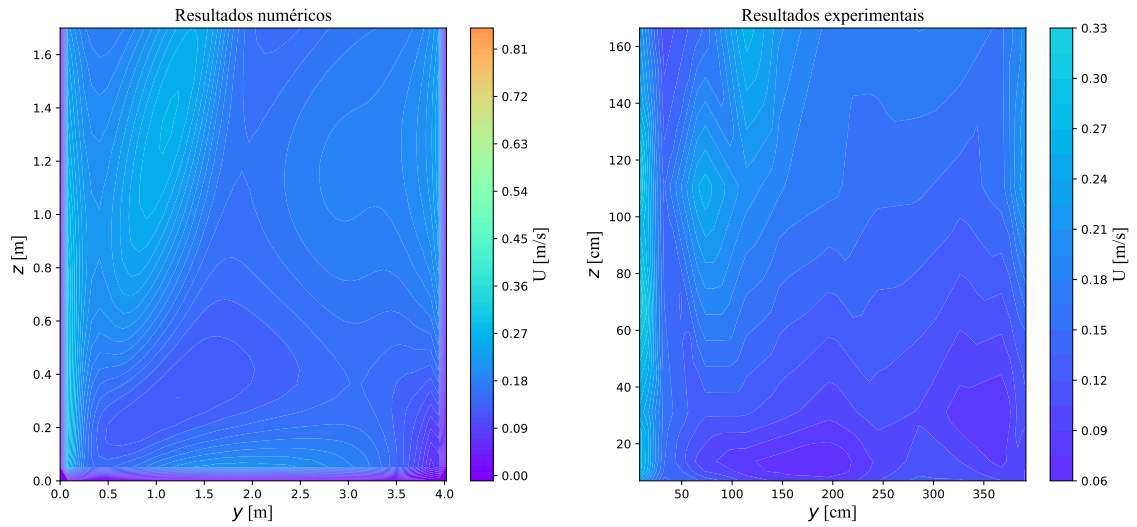
(f)  $x = 1.5$  m.



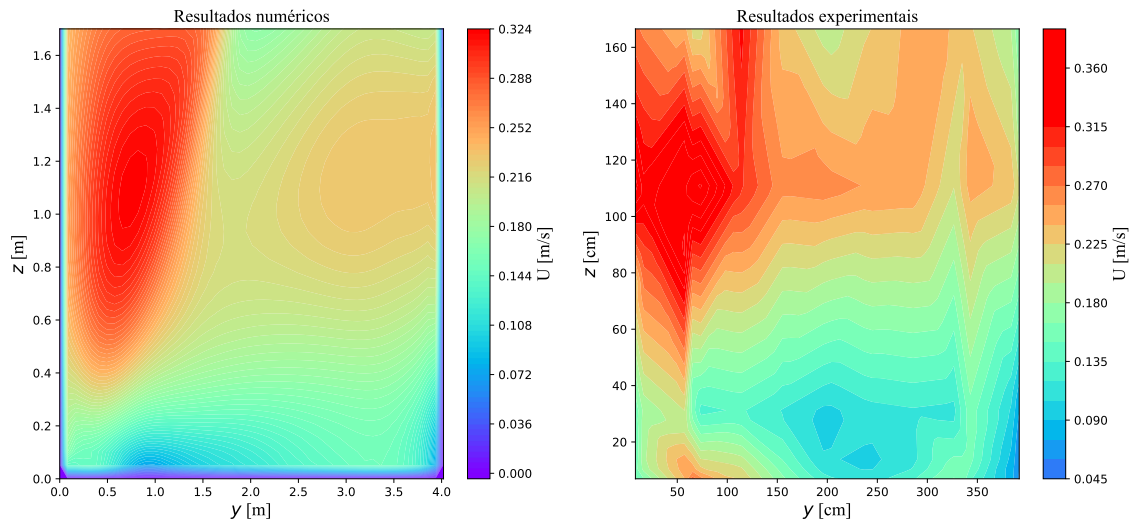
(g)  $x = 1.9$  m.



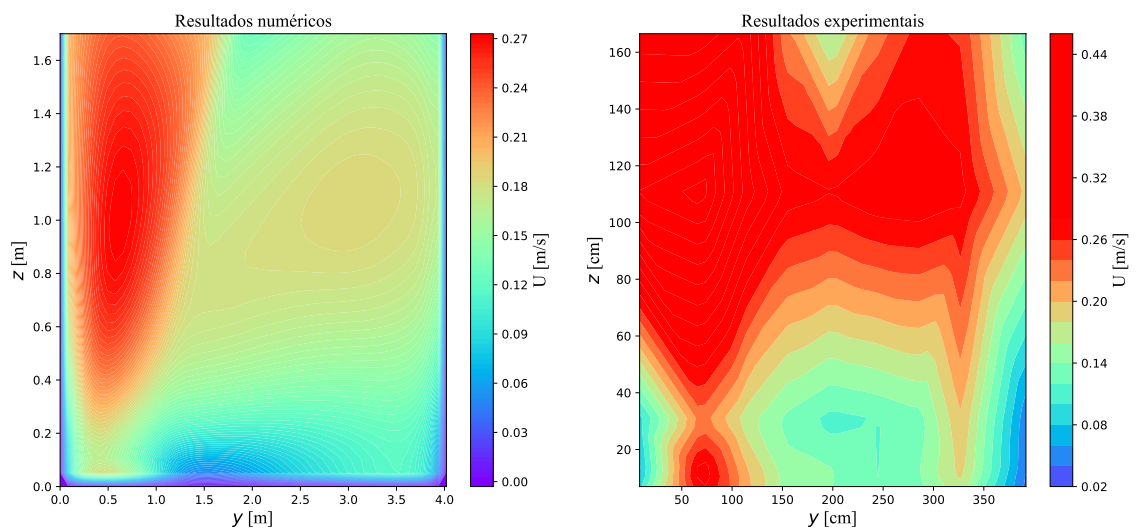
(h)  $x = 2.3$  m.



(i)  $x = 2.7$  m.

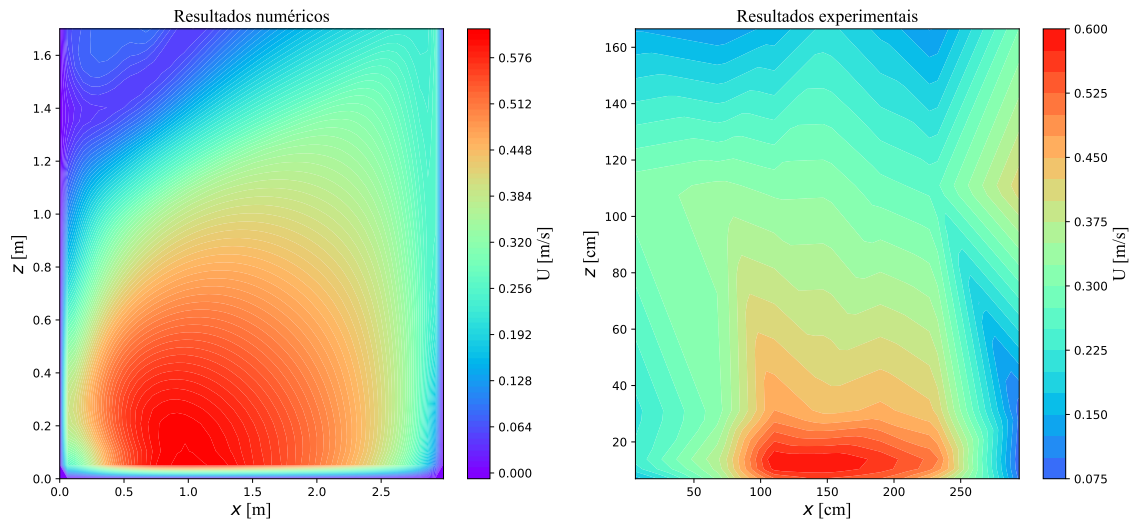


(j)  $x = 2.88$  m.

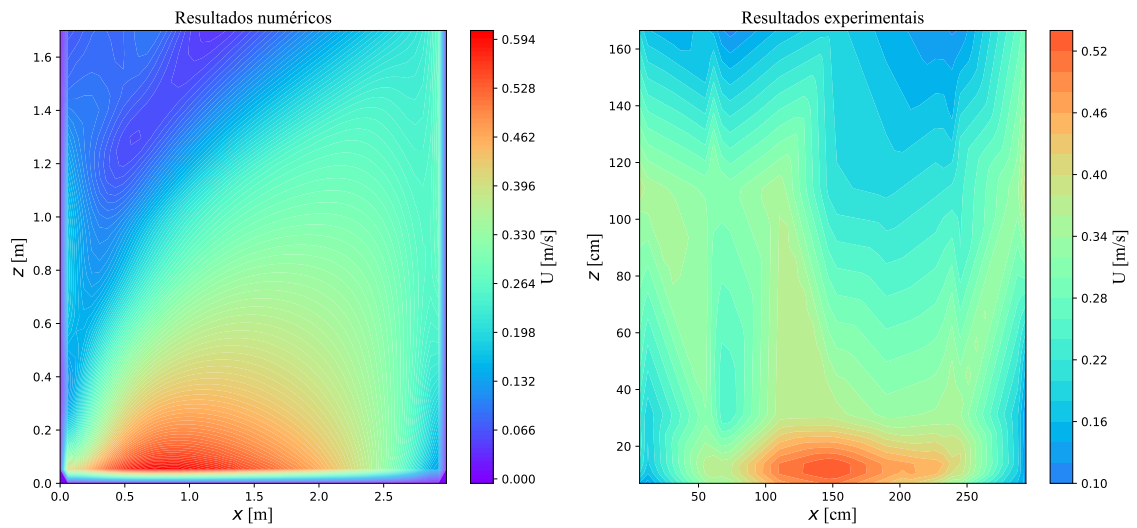


(k)  $x = 2.96$  m.

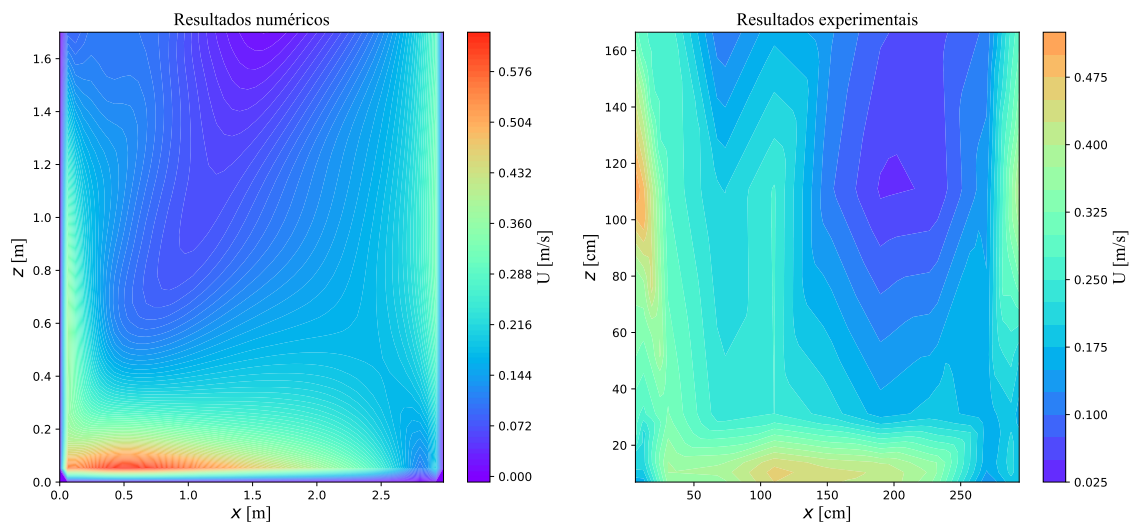
Figura 5.9 – Contornos da magnitude da velocidade no plano  $yz$ . Coluna esquerda resultados numéricos, coluna direita resultados experimentais.



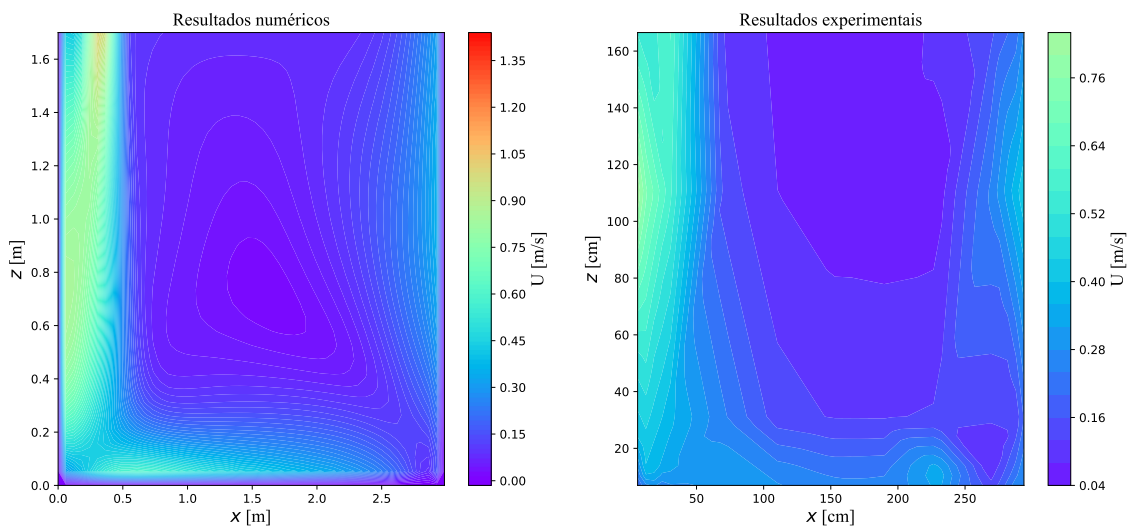
(a)  $y = 0.035$  m.



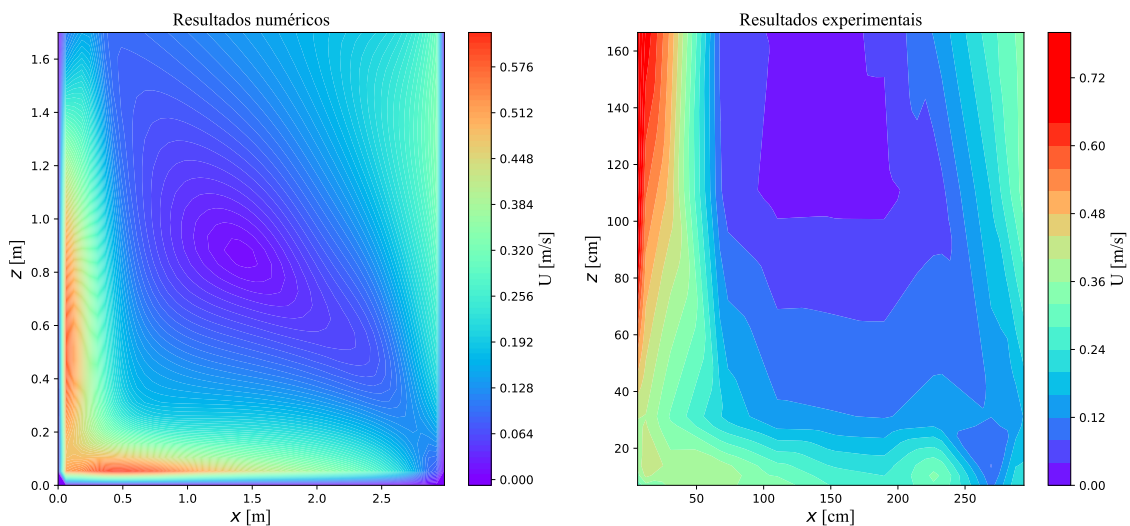
(b)  $y = 0.12$  m.



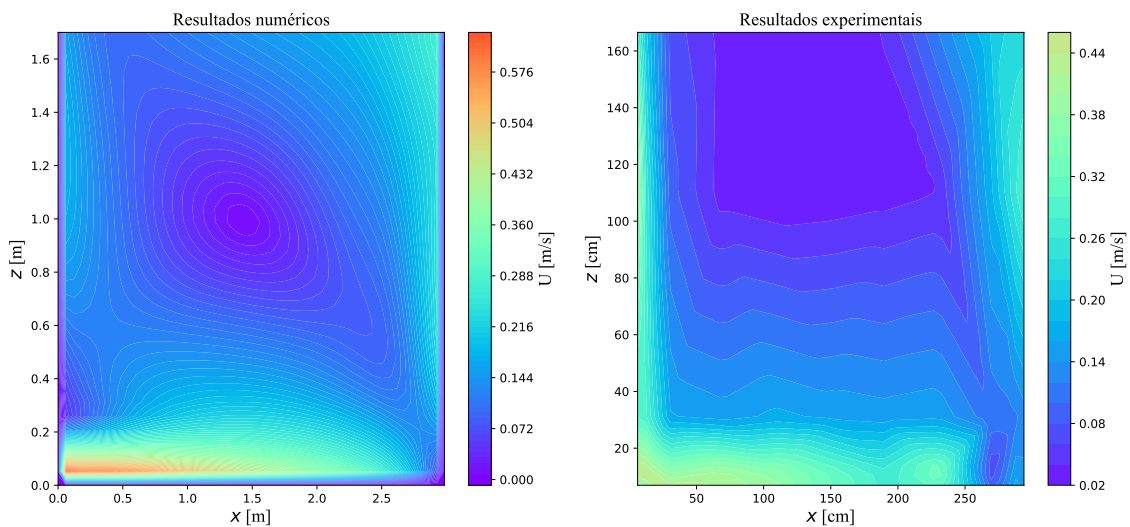
(c)  $y = 0.3$  m.



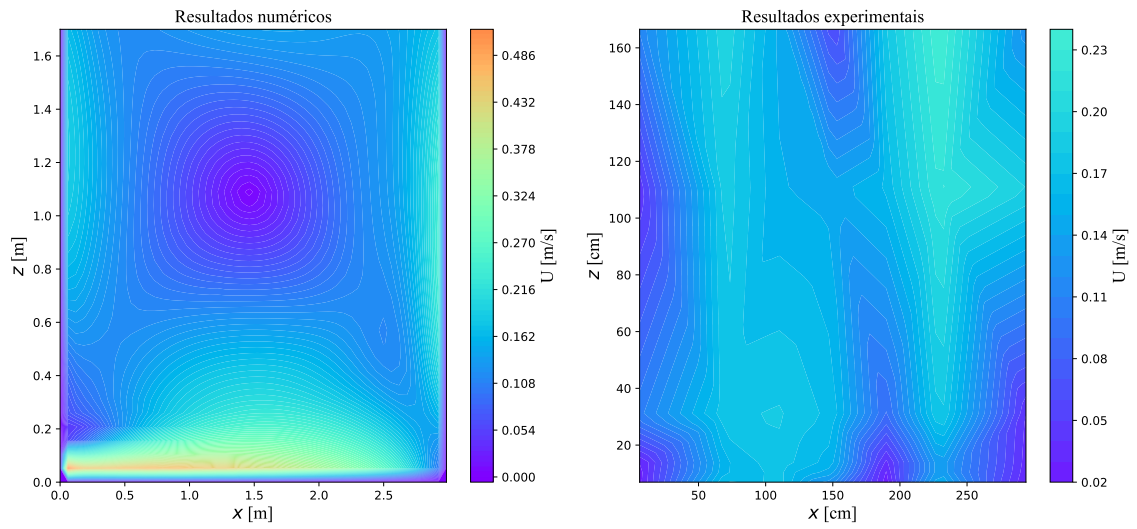
(d)  $y = 0.7$  m.



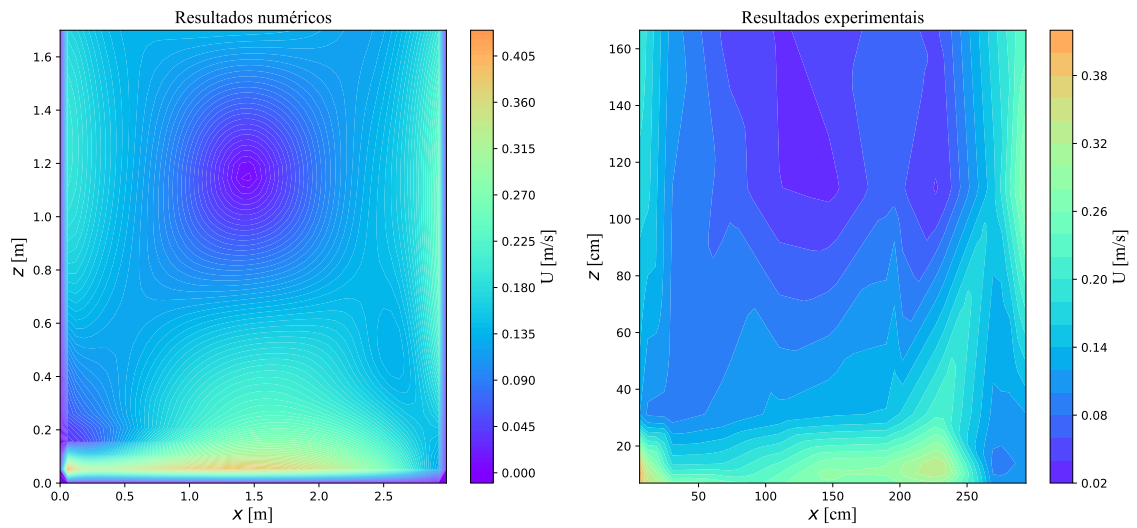
(e)  $y = 1.13$  m.



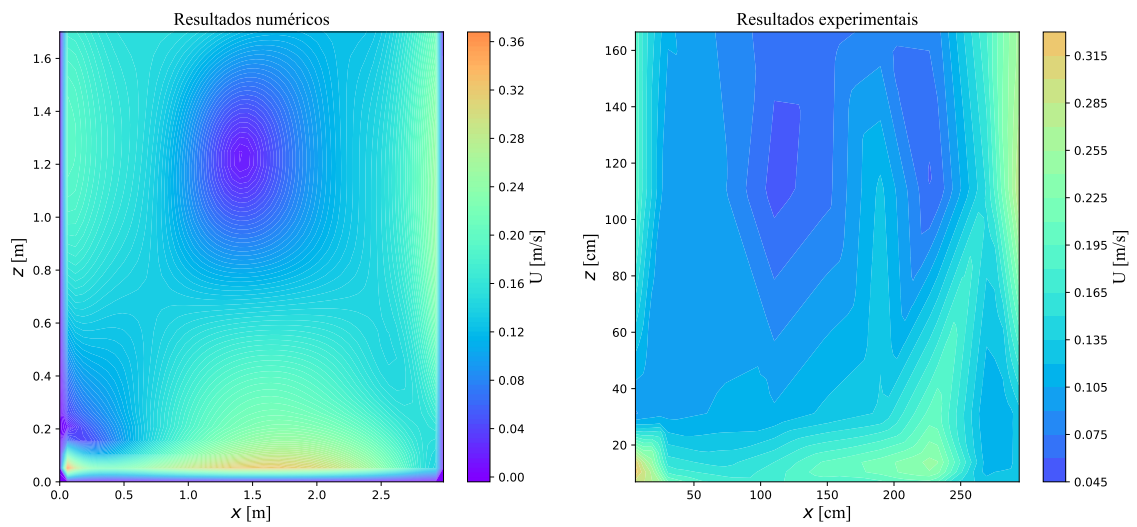
(f)  $y = 1.57$  m.



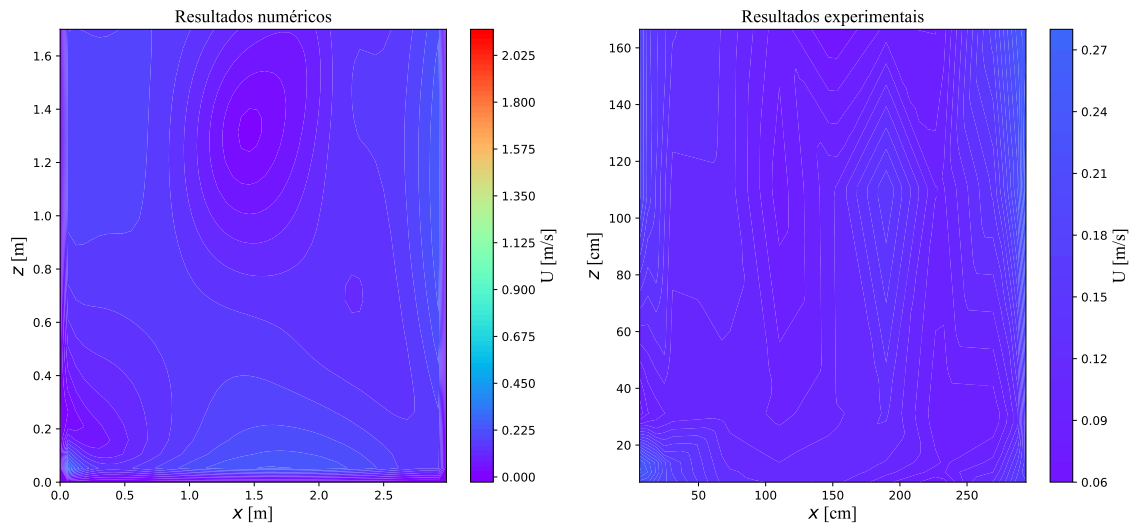
(g)  $x = 2.0$  m.



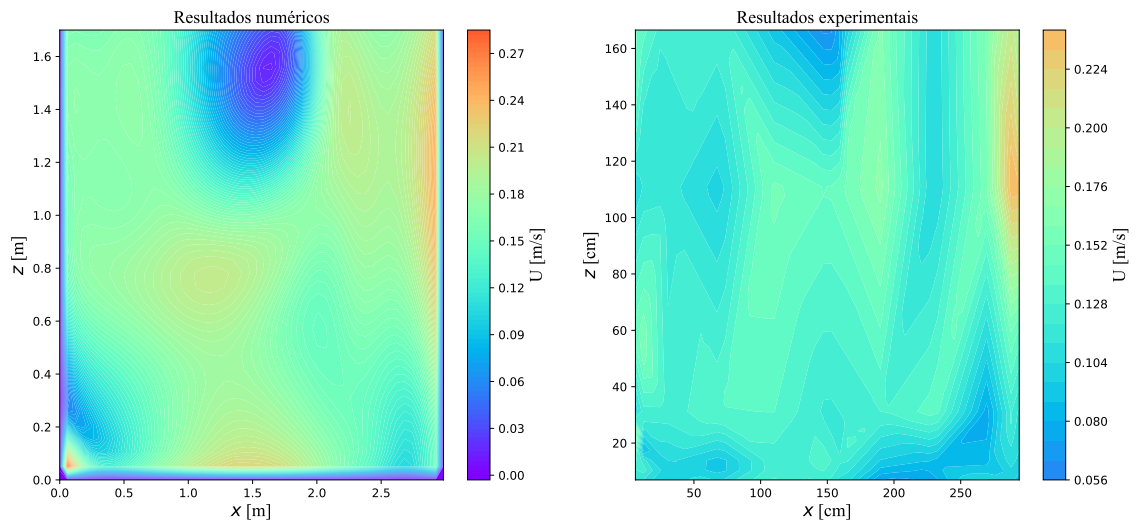
(h)  $y = 2.43$  m.



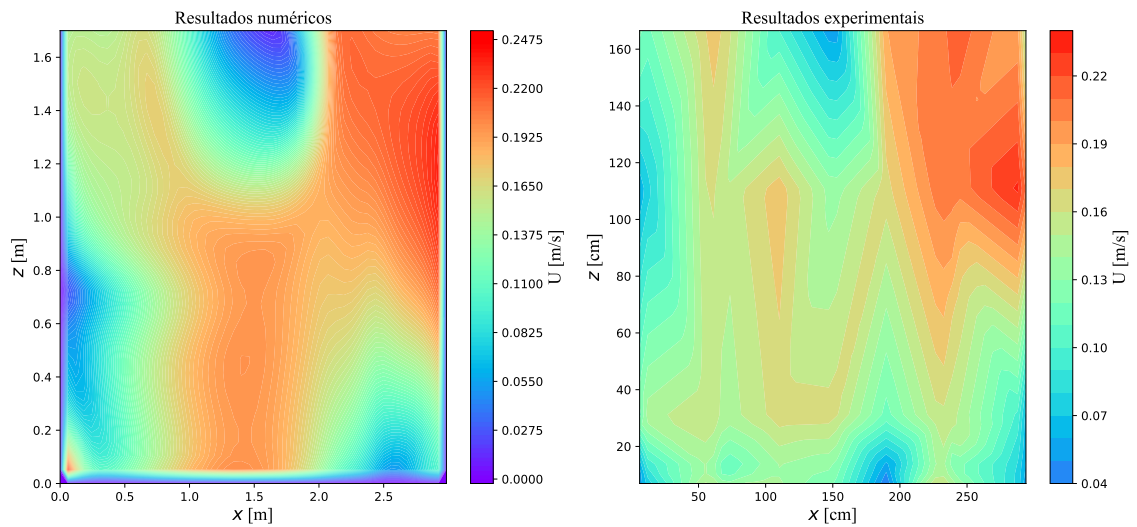
(i)  $y = 2.87$  m.



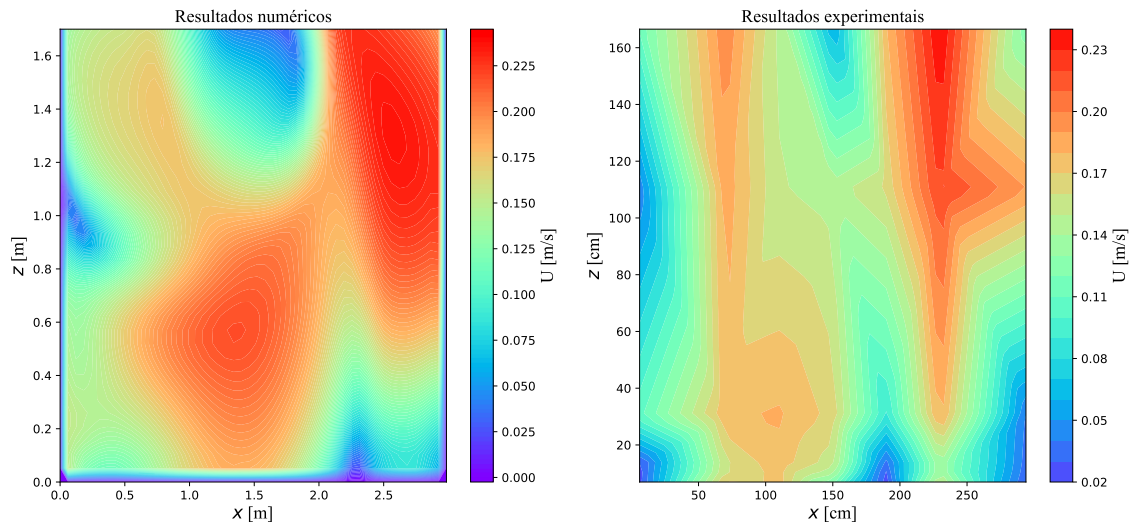
(j)  $y = 3.3$  m.



(k)  $y = 3.7$  m.

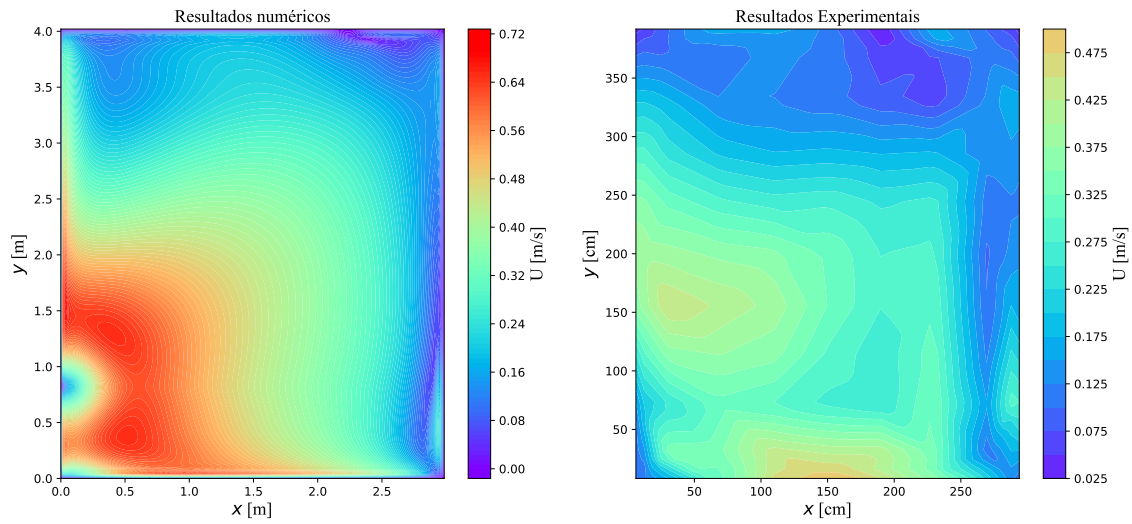


(l)  $y = 3.88$  m.

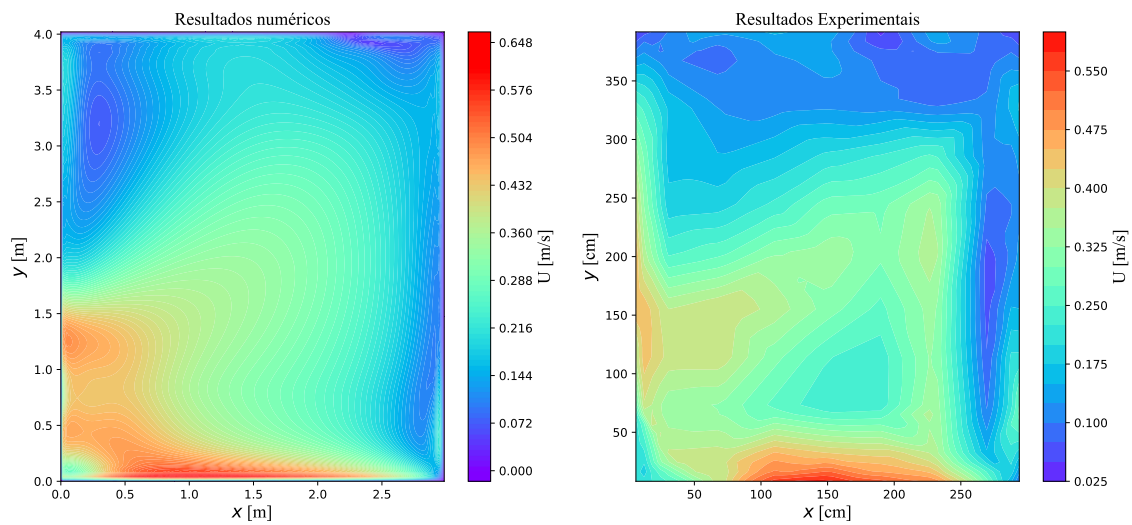


(m)  $y = 3.96$  m.

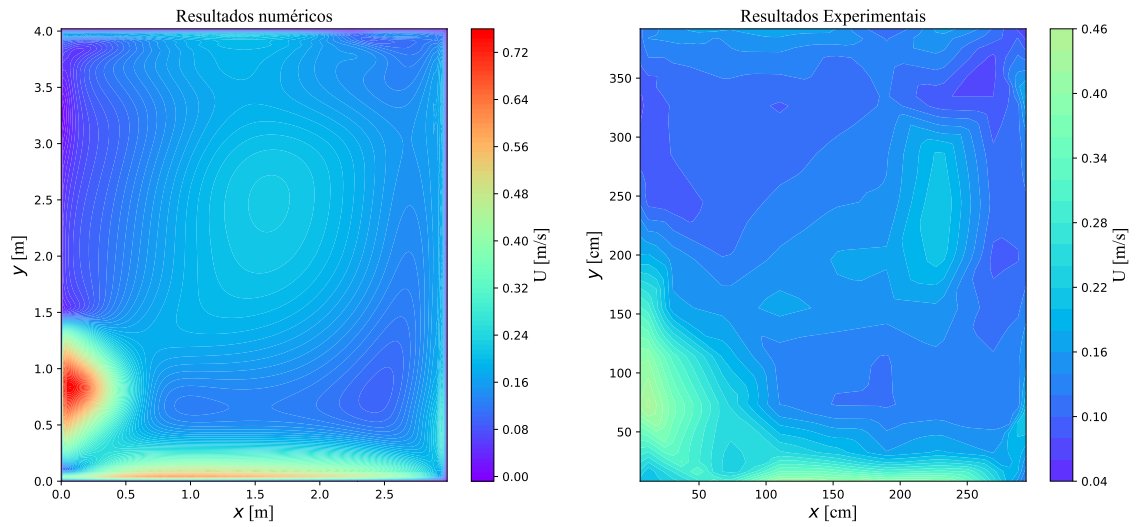
Figura 5.10 – Contornos da magnitude da velocidade no plano  $xz$ . Coluna esquerda resultados numéricos, coluna direita resultados experimentais.



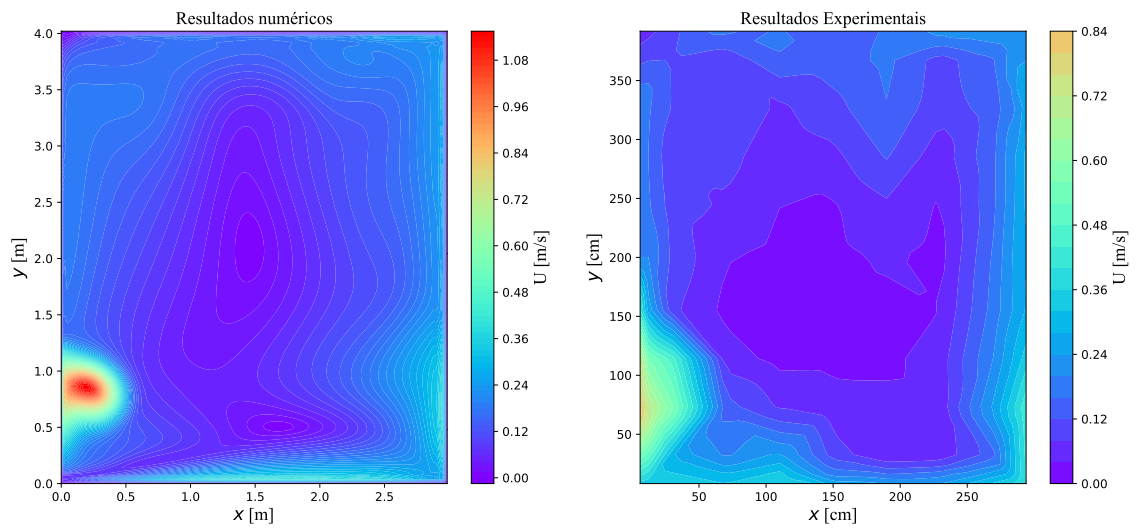
(a)  $z = 0.035$  m.



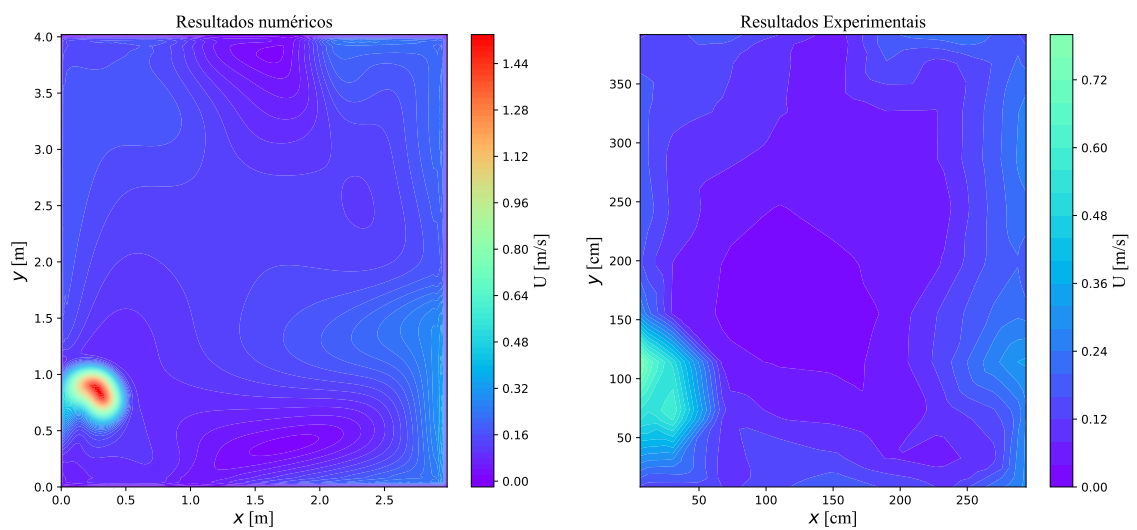
(b)  $z = 0.12$  m.



(c)  $z = 0.3$  m.



(d)  $z = 1.1$  m.



(e)  $z = 1.7$  m.

Figura 5.11 – Contornos da magnitude da velocidade no plano  $xy$ . Coluna esquerda resultados numéricos, coluna direita resultados experimentais.

Em termos qualitativos os resultados numéricos mostraram-se bastante satisfatórios, apresentando em todos os planos contornos da magnitude da velocidade com delineações principais semelhantes às dos resultados experimentais.

O maior problema dos resultados está mesmo nos valores da magnitude da velocidade, onde verificamos que os resultados numéricos apresentam quase sempre valores superiores aos resultados experimentais, sendo que o problema é perfeitamente visível nos planos que passam mais próximos da entrada de ar, Fig.5.9c, Fig.5.10d e Fig.5.11e, onde se observam as maiores diferenças entre os valores máximos atingidos nos resultados numéricos e experimentais. No entanto, é importante entender que não podemos apenas visualizar a escala da barra lateral, mas sim as cores apresentadas nos planos, pois nos resultados numéricos os planos retirados são completos, isto é, vão do fundo da sala até ao topo, mas foram cortados em altura ( $z$ ) para uma máximo de 1.7 m, para irem de acordo com as medições experimentais, sendo que a escala da barra lateral poderá exibir valores superior aos representados (apenas para os planos  $yz$  e  $xz$ ).

Existem várias razões que podem explicar esta diferença nos valores da magnitude da velocidade. A nível numérico, a simplificação realizada para modelar o jato de entrada faz aumentar a magnitude da velocidade, pois, após todos os obstáculos atingidos pelo fluxo desde o ventilador de insuflação até à saída pelo pleno, o fluxo já foi dissipado de uma forma muito mais complexa que a modelada (tal como explicado na secção.5.3.1). Esta simplificação também explica as maiores diferenças de magnitude de velocidade sentidas junto à insuflação de ar, pois, é nessas zonas que a modelação do jato de entrada apresenta maior influência. A nível experimental, o próprio suporte dos anemómetros (Fig.5.12) irá ser um obstáculo para o escoamento, diminuindo a velocidade do mesmo, algo comprovado por Osswald [84].

Pela observação das figuras, em especial da Fig.5.10d foi possível caracterizar o tipo de ventilação da SATEC como ventilação por contacto com a parede. No nosso caso temos uma VWAV do tipo fixação desviada, ou seja, a entrada de ar não está encostada à parede, mas o efeito Coanda acontece na mesma, desviando o jato. Além disso, uma vez que o escoamento parece seguir encostado ao solo, podemos até caracterizar o efeito como efeito de Coanda expandido (ECE). A figura 5.10d está limitada em altura, mas na seguinte secção (Sec.5.4) vai ser possível observar com mais pormenor este efeito.



Figura 5.12 – Suporte dos anemómetros.

### 5.3.10 Conclusões

De modo a validar as técnicas numéricas e modelação física da sala usada para estudar os efeitos da ventilação não estacionária (SATEC), os valores da magnitude da velocidade foram comparados com os resultados experimentais medidos por Oswald [84]. Os modelos de turbulência usados, foram os que melhor se adequaram à situação isotérmica dos estudos realizados no Cap.3, os modelos  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$  com correção para baixos números de Reynolds.

Ambos os modelos convergiram para um estado periódico, com as maiores amplitudes a serem atingidas pelo modelo RNG  $k - \epsilon$ . Quando comparados com os resultados experimentais, as médias temporais mais próximas dos resultados experimentais foram as do modelo RNG  $k - \epsilon$ , tendo sido um forte indicador para escolher este modelo para os restantes estudos, além disso as amplitudes dos sinais apresentaram várias vezes perfis idênticos aos dos resultados experimentais. Assim sendo, os contornos da magnitude da velocidade foram retirados para os vários planos, usado os resultados deste modelo de turbulência, tendo-se observado uma boa concordância com os resultados experimentais, havendo sobretudo diferenças nos valores da magnitude da velocidade atingidas e não nos contornos, algo que poderá em parte ser devido à simplificação realizada na modelação do jato de entrada.

Pela observação do plano  $xz$  mais próximo à entrada de ar, foi possível caracterizar o tipo da ventilação da SATEC como ventilação por contacto com a parede

(VWAV) com efeito de Coanda expandido.

Em geral os resultados foram satisfatórios, assegurando uma boa base para o estudo instacionário.

## 5.4 Estudos para situação instacionária

Das três formas possíveis de obter uma ventilação não estacionária, mencionadas na revisão da literatura (capítulo 2), foi escolhido usar a insuflação de um caudal de ar variável de forma sinusoidal. O estudo experimental de Mesenhöller *et al.* [31], que analisa os efeitos da ventilação instacionária alterando o caudal volúmico, amplitude dos sinais, duração do ciclo, tipo de entrada e tipo de sinal (sinusoidal e quadrado/intermitente), serviu de apoio para definir as características dos nossos sinais.

### 5.4.1 Caudais estacionários

De forma a investigar os efeitos da ventilação instacionária em espaços interiores, iremos primeiramente realizar três situações estacionárias (caudal imposto constante), sendo elas com o caudal igual ao usado no estudo de validação numérica com resultados experimentais da SATEC (secção 5.3), a que chamaremos  $Q_{\max}$ , com  $Q_{\max} = 278 \text{ m}^3/\text{h}$ , resultando (pela Eq.4.5) em  $U_0 = 2.13 \text{ m/s}$ . Um caudal  $\frac{2}{3} \times Q_{\max}$ , a que chamaremos  $Q_{\min}$ , com  $Q_{\min} = 185.33 \text{ m}^3/\text{h}$ , resultando em  $U_0 = 1.42 \text{ m/s}$ . Por fim, um caudal intermédio entre  $Q_{\max}$  e  $Q_{\min}$ , a que chamaremos  $Q_{\text{med}}$ , com  $Q_{\text{med}} = 231.675 \text{ m}^3/\text{h}$ , resultando em  $U_0 = 1.78 \text{ m/s}$ . Esta escolha de caudais foi baseada em Mesenhöller *et al.* [31]

Para realizar estas simulações, a única alteração necessária passa por substituir o valor do parâmetro  $\mathbf{U}$  da tabela 5.2 pelas novas velocidades.

Para confirmar a convergência analisou-se a magnitude da velocidade para as coordenadas de alguns dos pontos medidos experimentalmente, de forma a manter consistência com a validação anterior. Na figura 5.13 temos o resultado de alguns desses pontos (mais pontos no APÊNDICE C.3), onde se verifica que a simulação de  $Q_{\min}$  e  $Q_{\text{med}}$  convergiram para um estado periódico, tal como tinha acontecido com o  $Q_{\max}$  sendo que  $Q_{\min}$  convergiu, após  $\approx 600$  segundos e  $Q_{\text{med}}$  após  $\approx 450$  segundos.

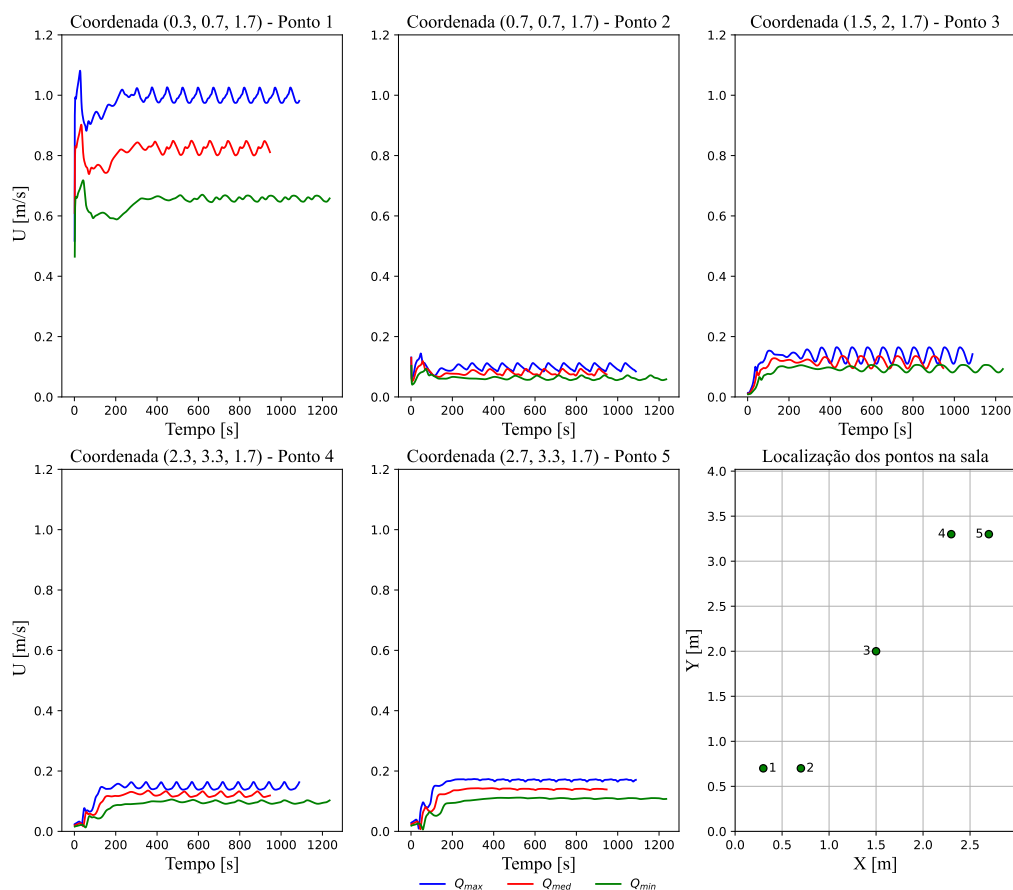


Figura 5.13 – Séries temporais da magnitude da velocidade para os três caudais estacionários.

Uma vez que os resultados destas novas simulações convergiram para uma situação periódica, foi necessário retirar uma média temporal para poder extrair os contornos da magnitude da velocidade. Seguindo o efetuado no caso do  $Q_{max}$  (que foi o usado na validação numérica da SATEC), retiramos o gráfico da magnitude da velocidade ao longo do tempo para a coordenada (dos pontos medidos experimentalmente) mais próxima do canal de insuflação, onde as velocidades serão maiores, para retirar o período do sinal e realizar uma média temporal.

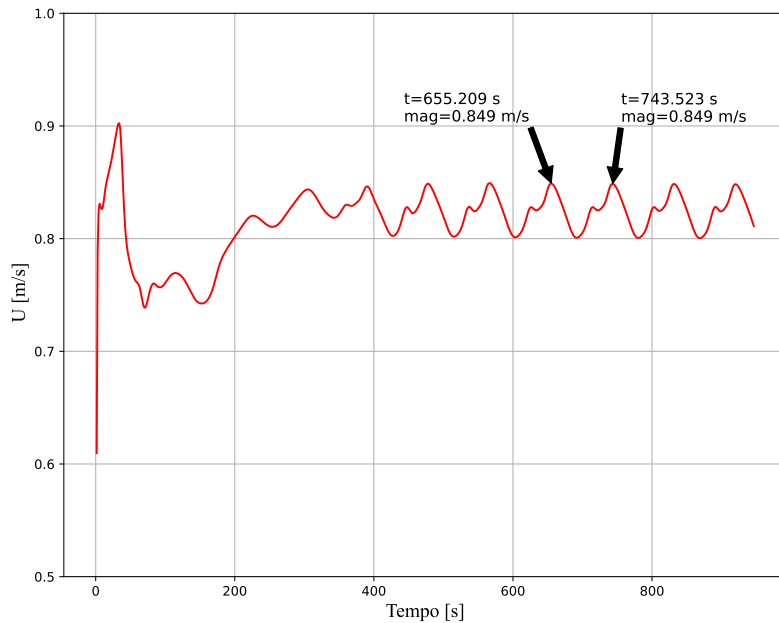


Figura 5.14 – Séries temporais da magnitude da velocidade para  $Q_{med}$  na coordenada (0.3, 0.7, 1.7).

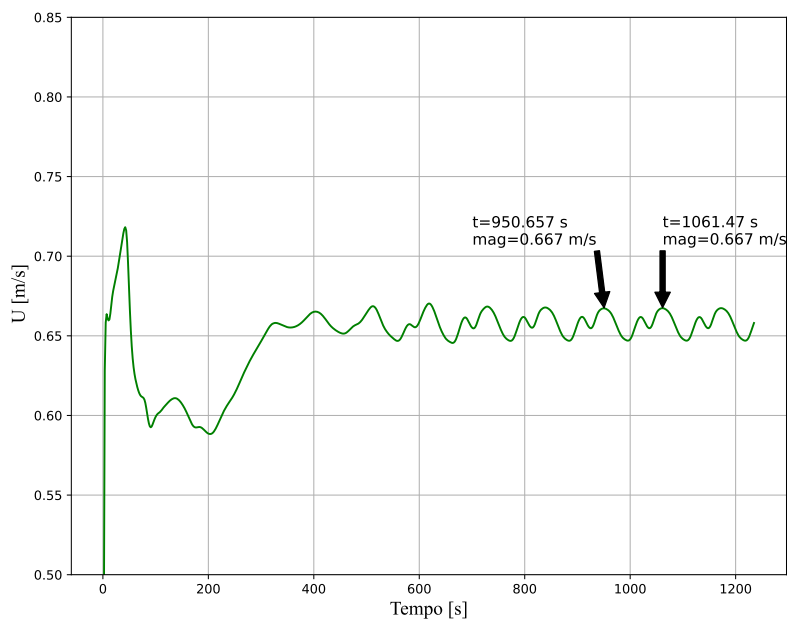


Figura 5.15 – Séries temporais da magnitude da velocidade para  $Q_{min}$  na coordenada (0.3, 0.7, 1.7).

Tendo em conta as figuras 5.14 e 5.15, retiramos que o período do sinal é de  $\approx 88$  segundos e  $\approx 111$  segundos para o  $Q_{med}$  e  $Q_{min}$ , respetivamente. Assim, foram retiradas as quantidades de segundo em segundo até satisfazer um período completo.

Uma vez que o período do sinal parece ir aumentando e a amplitude do sinal diminuído, à medida que diminuimos a velocidade de insuflação, tivemos a curiosidade de perceber se este sinal tende para uma situação estacionária, tendo-se verificado que com metade do  $Q_{max}$  ( $U_0 = 1.07$  m/s) atingimos este estado, sugerindo que é o

impacto do ar no solo da SATEC que poderá subir e embater num ponto superior do jato de entrada, interferindo com o estado estacionário do mesmo. Assim sendo, usou-se a ferramenta de lançamento de partículas não inerciais do Paraview para tentar observar as diferenças no escoamento para tempos em que a magnitude de velocidade no ponto é mínima, média e máxima para o caso de  $Q_{\max}$  (Fig.5.16).

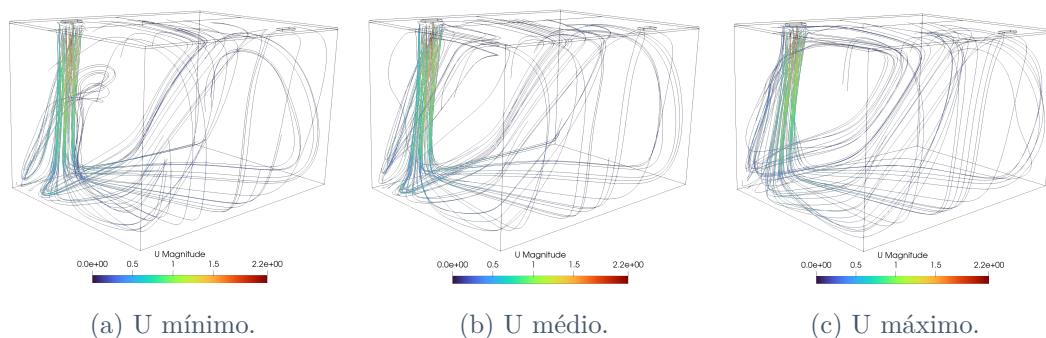


Figura 5.16 – Trajetoria de partículas não inerciais para tempos de mínimo, médio e máximo do sinal para a coordenada (0.3, 0.7, 1.7).

Pela observação das figuras é visível que parcelas do escoamento provenientes do jato de entrada tendem a passar por trás do mesmo, após defletidas pelo chão e parede da sala - passando de U mínimo a U máximo o escoamento por trás do jato vai descendo até perto do chão da SATEC. Para visualizar melhor o que se passa por trás do jato de entrada, retirou-se pelo Paraview um plano  $xz$  que passa no centro do canal de insuflação para estes três tempos (Fig.5.17).

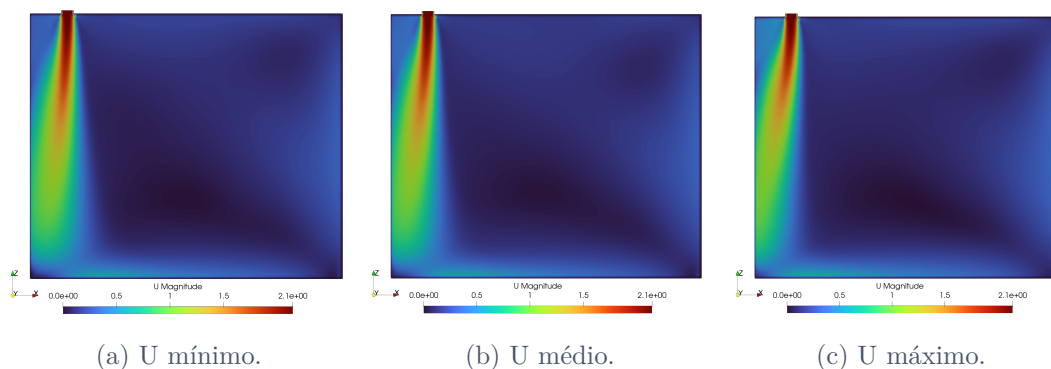


Figura 5.17 – Plano  $xz$  que passa no centro do canal de insuflação para tempos de mínimo, médio e máximo do sinal para a coordenada (0.3, 0.7, 1.7).

Pelas observação da figura 5.17 é perfeitamente visível o efeito Coanda, sendo que o jato tem o menor contacto com a parede quando a magnitude da velocidade na coordenada (0.3, 0.7, 1.7) é mínima (Fig.5.17a), aumentando esse contacto até chegar à magnitude máxima do sinal na coordenada em causa (Fig.5.17c).

Assim, tendo em conta as figuras 5.16 e 5.17 foi possível concluir que quando estamos no pico máximo do sinal, U máximo, o escoamento proveniente do jato de entrada que passa por trás do mesmo está na sua zona mais baixa, e o efeito Coanda

vais evidente. Posteriormente o escoamento por trás do jato de entrada começa a subir, afastando o jato da parede (diminuição do efeito Coanda), até chegar ao U mínimo, a partir do qual o processo vai reverter, repetindo o ciclo, criando o sinal periódico.

À medida que baixamos o caudal de entrada, o escoamento por trás do jato começa a ter uma menor quantidade de movimento linear, até que é incapaz de interferir no jato de entrada e o escoamento se torna estacionário.

### 5.4.2 Caudais instacionários

Seguindo o apresentado em [31], retirou-se que a duração do ciclo/período do sinal a impor na entrada de ar da SATEC deverá ser 0.05 e 0.2 vezes uma taxa de renovação de ar (*exchange rates*,  $ER$ ), calculada por,

$$ER = \frac{\dot{v}}{V}, \quad (5.6)$$

onde  $V$  representa o volume da sala, neste caso dado por  $L_x \times L_y \times L_z = 30.539 \text{ m}^3$ .

Na tabela 5.4 estão apresentados os períodos (frequências) do sinal, em segundos (Hz), que deverão ser testados, tendo em conta as renovações de ar de cada caudal médio a ser estudado.

Tabela 5.4 – Períodos e frequências dos sinais sinusoidais.

$ER[h^{-1}]$	Período (Frequência)	
	$0.05 \times 1 ER$	$0.2 \times 1 ER$
6.07 ( $Q_{\min}$ )	29.7 s (0.034 Hz)	118.6 s (0.008 Hz)
7.59 ( $Q_{\text{med}}$ )	23.7 s (0.042 Hz)	94.9 s (0.011 Hz)
9.10 ( $Q_{\max}$ )	19.8 s (0.051 Hz)	79.1 s (0.013 Hz)

Para definir as amplitudes, foi idealizado um caudal máximo possível de atingir por um ventilador  $Q_{vent}$ , tendo-se novamente seguido os estudos de [31] onde,  $Q_{vent} = \frac{6}{5}Q_{\max}$ , resultando para o nosso caso em  $Q_{vent} = 333.6 \text{ m}^3/\text{h}$ . Tendo em conta este valor de  $Q_{vent}$ , serão realizados testes para amplitudes de 25% e 75% de diferença entre os caudais médios a serem estudados e o valor máximo atingido pelo ventilador (ver Eq.5.7).

$$A_{adi} = percent \times \frac{Q_{vent} - Q_i}{Q_i}, \quad (5.7)$$

onde *percent* representa a percentagem do valor a ser usado, ou 25% ou 75% e  $Q_i$  representa o caudal médio em causa ( $Q_{\max}$ ,  $Q_{\text{med}}$  e  $Q_{\min}$ ).

Com a equação 5.7 é retirada a amplitude adimensional de cada caso ( $A_{adi}$ ), sendo que agora basta multiplicar pela velocidade média correspondente ao caudal médio para obter a amplitude em m/s a aplicar a cada caso a ser estudado (ver amplitudes finais estudadas na Tab.5.5).

Tabela 5.5 – Amplitude dos sinais sinusoidais.

Velocidades [m/s]	Amplitude [m/s]	
	mínima	máxima
1.42 ( $Q_{\min}$ )	0.28	0.85
1.78 ( $Q_{\text{med}}$ )	0.20	0.59
2.13 ( $Q_{\max}$ )	0.11	0.32

Assim, ficamos com 4 combinações para cada caudal, totalizando 12 simulações com caudais impostos instacionários e os respectivos 3 caudais estacionários (ver a tabela 5.6, onde  $f$  representa a frequência e  $A$  a amplitude dos sinais).

Tabela 5.6 – Resumo de todas as simulações instacionárias a serem realizadas.

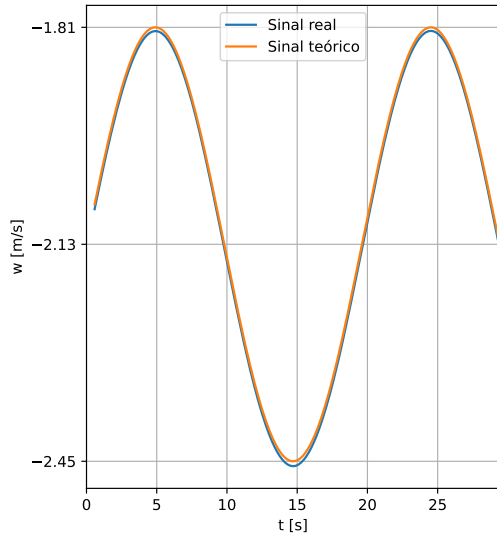
Nº	Caudal médio	$f$	$A$
-	185.33 m <sup>3</sup> /h	$\frac{1}{0.2 \times 1ER}$	25%
o	231.67 m <sup>3</sup> /h		
+	278 m <sup>3</sup> /h	$\frac{1}{0.05 \times 1ER}$	75%
1	-	-	-
2	-	-	+
3	-	+	-
4	-	+	+
5	o	-	-
6	o	-	+
7	o	+	-
8	o	+	+
9	+	-	-
10	+	-	+
11	+	+	-
12	+	+	+

De forma a correr estas simulações usou-se primeiramente o comando *mapFields*, que, resumidamente, irá fazer com que as nossas simulações instacionárias partam do último tempo da simulação estacionária com caudal médio correspondente, o que fará com que os resultados convirjam mais rapidamente [56].

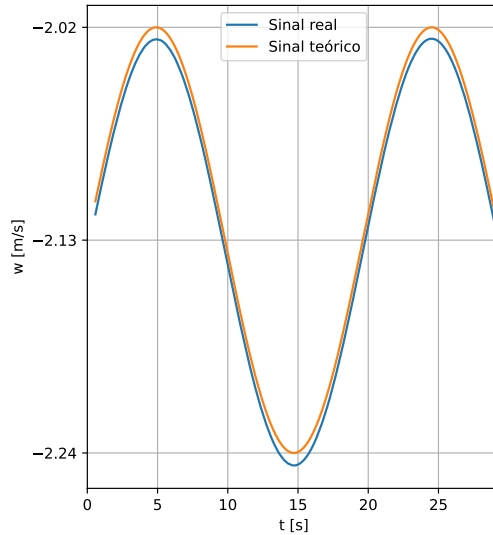
Na figura 5.18 podemos observar o sinal formado para o caso de  $Q_{\max}$  (restantes casos no APÊNDICE C.4), imediatamente após o canal de insuflação, para as 4 possíveis combinações de amplitude e frequência, bem como o sinal teórico esperado, retirado pela equação

$$y(t) = A \sin(2\pi ft + \varphi) + \bar{w}, \quad (5.8)$$

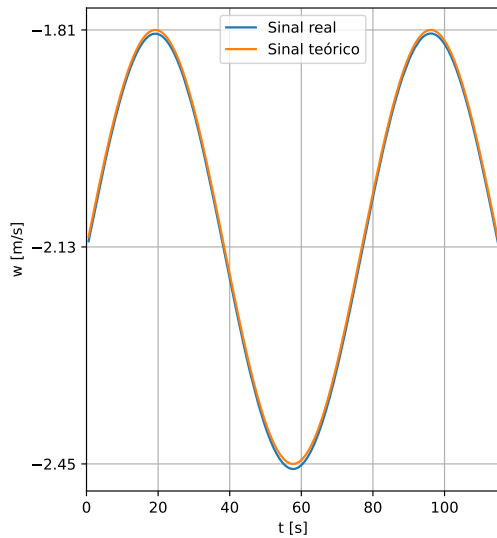
em que  $t$  representa o tempo e  $\varphi$  a fase da onda.



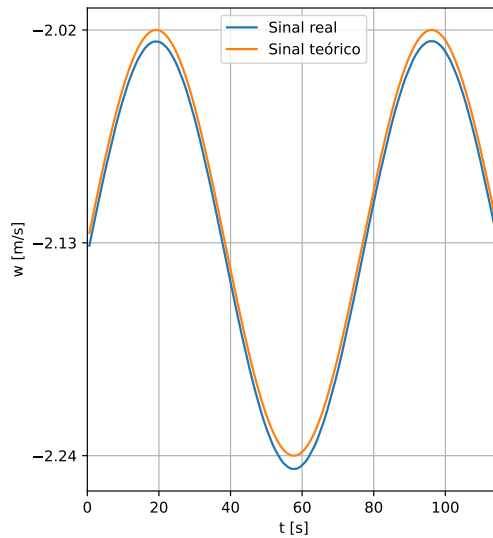
(a)  $f = 0.051$  Hz;  $A = 0.32$  m/s.



(b)  $f = 0.051$  Hz;  $A = 0.11$  m/s.



(c)  $f = 0.013$  Hz;  $A = 0.32$  m/s.



(d)  $f = 0.013$  Hz;  $A = 0.11$  m/s.

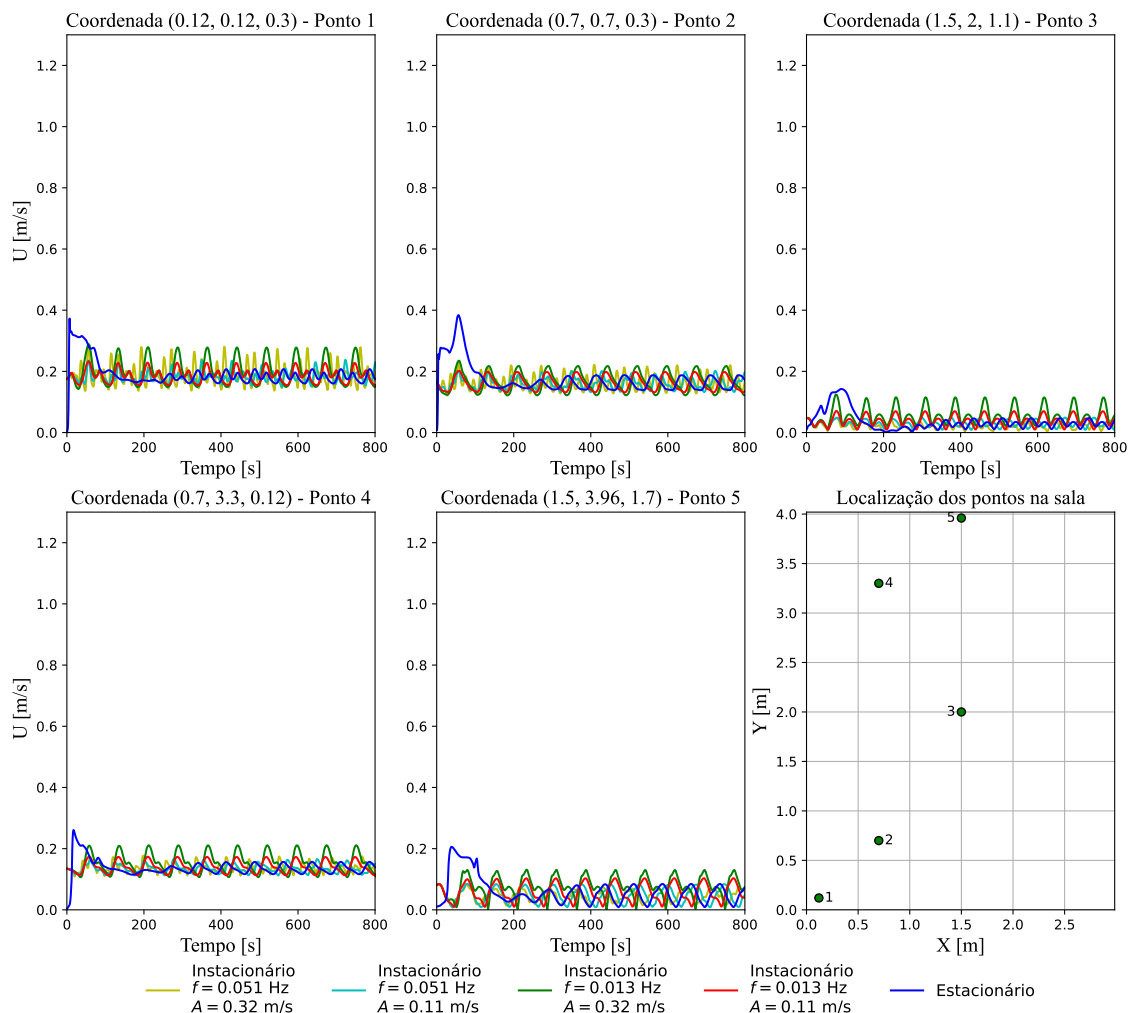
Figura 5.18 – Sinais (real e teórico) simulados para a versão  $Q_{\max}$ .

Para analisar a convergência, voltou-se a analisar o desenvolvimento da magnitude da velocidade ao longo do tempo para alguns pontos das medições experimentais, preservando o realizado até ao momento, na secção da apresentação e discussão de resultados (secção 5.4.3) estão apresentados alguns destes gráficos. Pela obser-

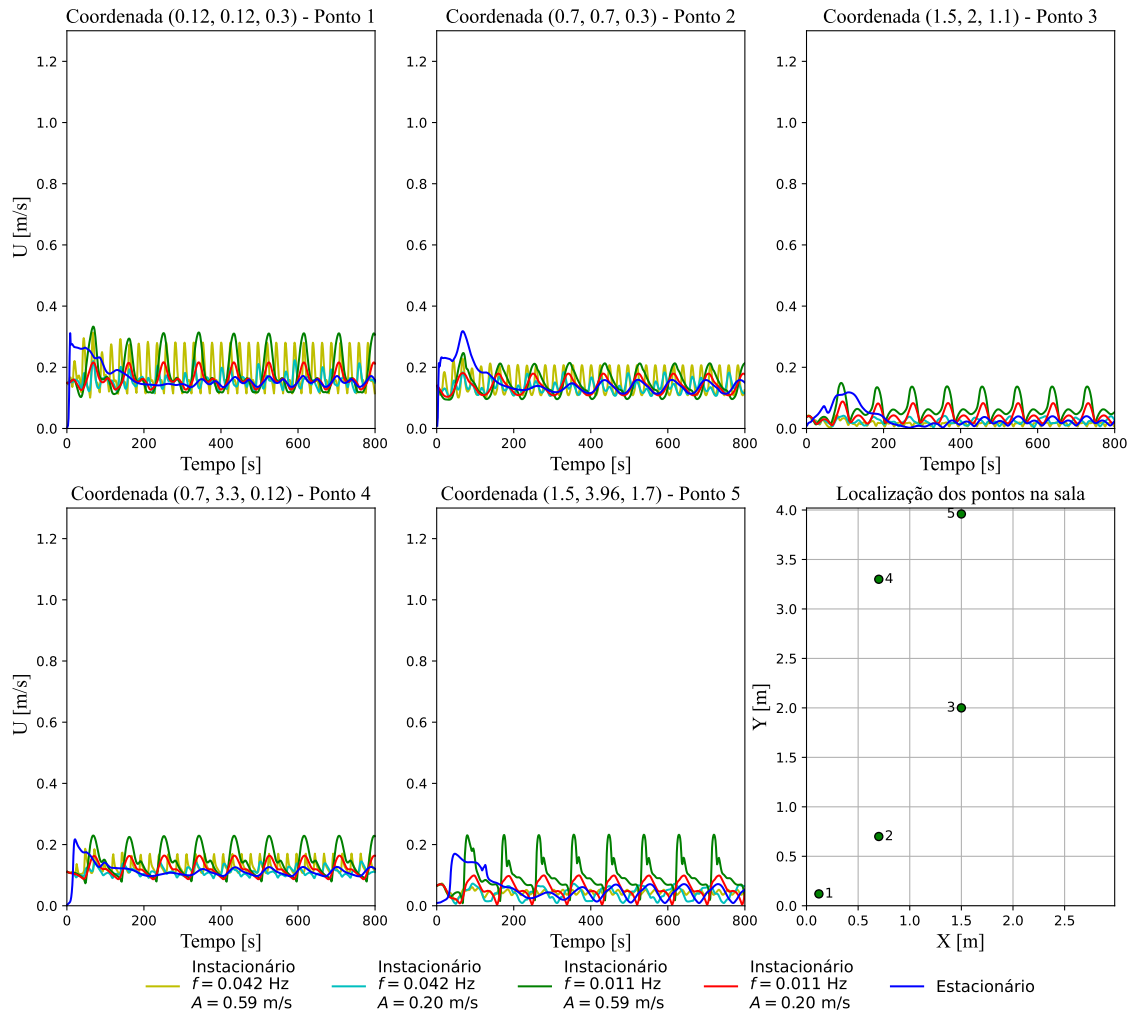
vação das figuras, percebe-se que com o uso preliminar do comando `mapFields`, a convergência deu-se muito rapidamente ( $\approx 150$  segundos), tendo-se realizado um teste sem o uso deste comando demorando mais do dobro do tempo a convergir (figura não apresentada).

### 5.4.3 Apresentação e discussão de resultados

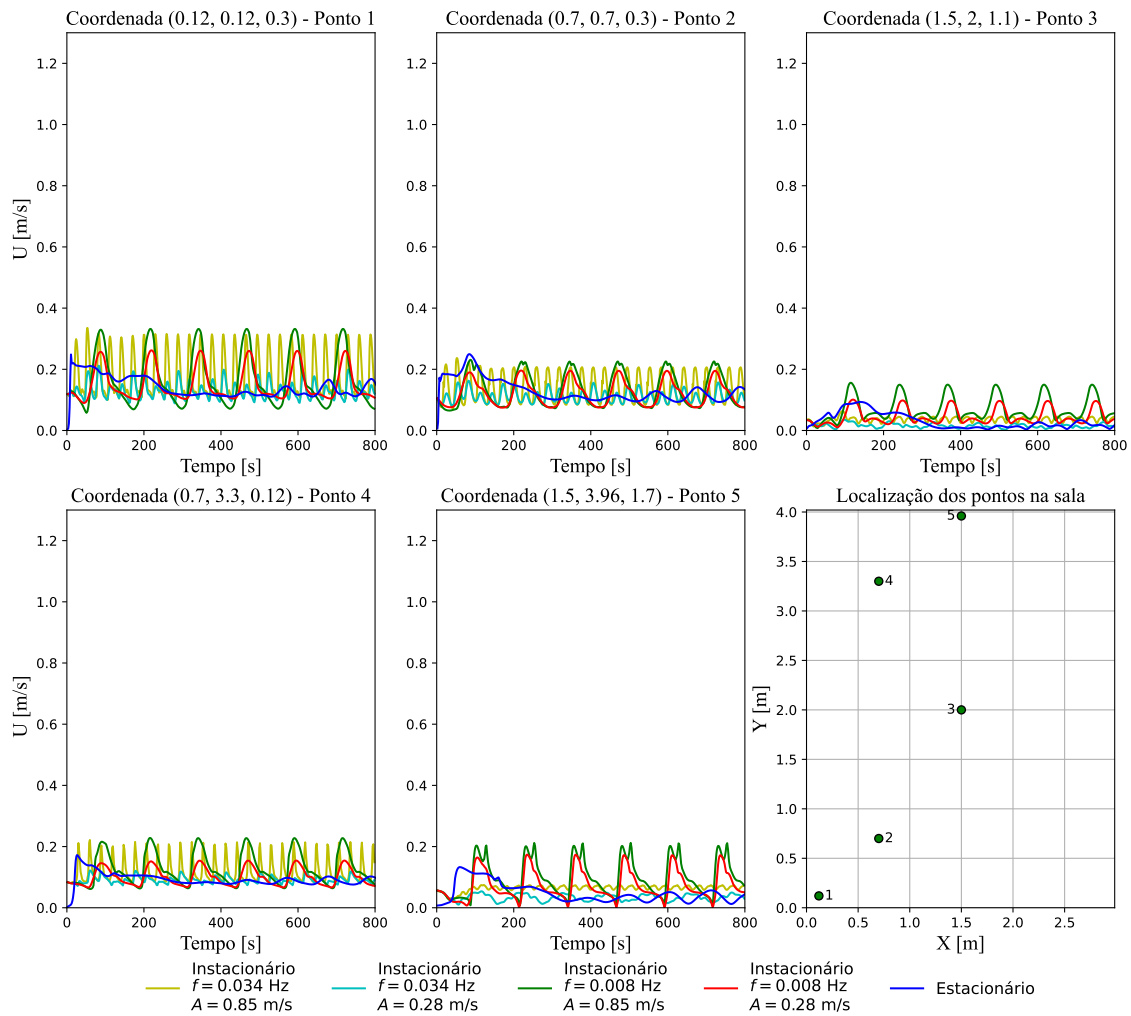
Para visualizar os efeitos da aplicação de um caudal variável por meio de um sinal sinusoidal, foram primeiramente analisados os desenvolvimentos da magnitude da velocidade ao longo do tempo para algumas coordenadas dos pontos medidos experimentalmente. Nas figuras 5.19a, 5.19b, 5.19c podemos ver alguns dos pontos que melhor representam as vantagens da ventilação instacionária, para os caudais médios de entrada iguais ao  $Q_{max}$ ,  $Q_{med}$  e  $Q_{min}$ , respetivamente (ver APÊNDICE C.5-C.7 para observação de mais pontos).



(a)  $Q_{max}$ .



(b)  $Q_{med}$ .



(c)  $Q_{\min}$ .

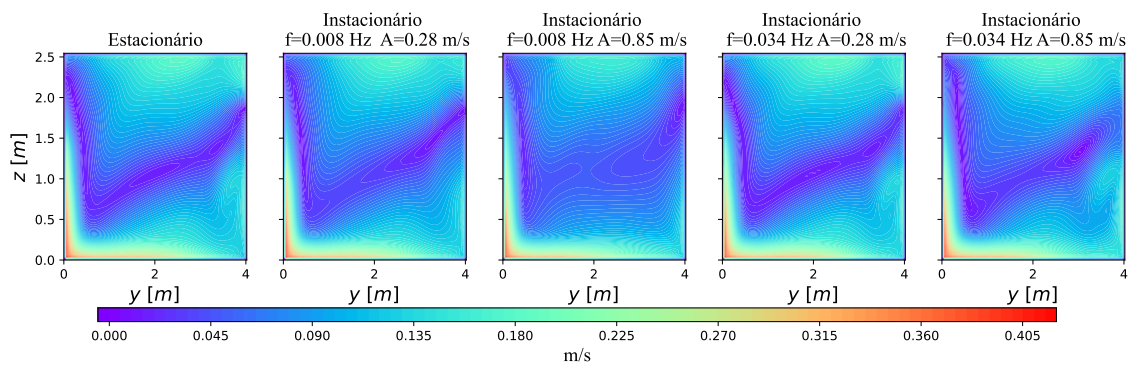
Figura 5.19 – Séries temporais da magnitude da velocidade ao longo do tempo para alguns pontos que melhor representaram os efeitos da ventilação instacionária.

Pela análise da figura 5.19 é possível observar, que pela aplicação de um caudal de entrada instacionário houve um aumento nas velocidades médias. Em maior parte dos casos, os sinais de entrada com frequências menores produziram as maiores diferenças, sendo que a aplicação de uma amplitude superior também é vantajosa, no entanto muito menos relevante.

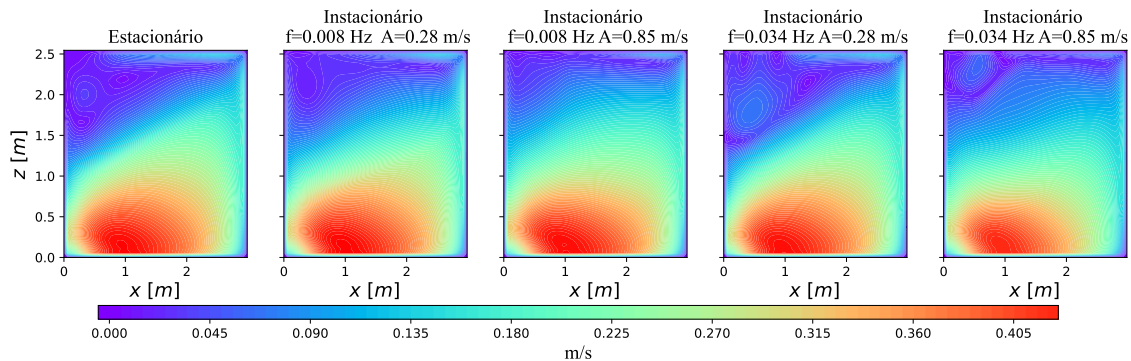
Infelizmente, também acontecem casos de ventilação instacionária com menor velocidade média, no entanto o pico do sinal é praticamente sempre superior ao pico do sinal causado pela ventilação de caudal de entrada estacionário correspondente.

Além disso, é perceptível que os efeitos causados pela aplicação de um caudal de entrada instacionário são sucessivamente superiores à medida que diminuimos a velocidade média de entrada, algo que vai de acordo com o detetado em [31].

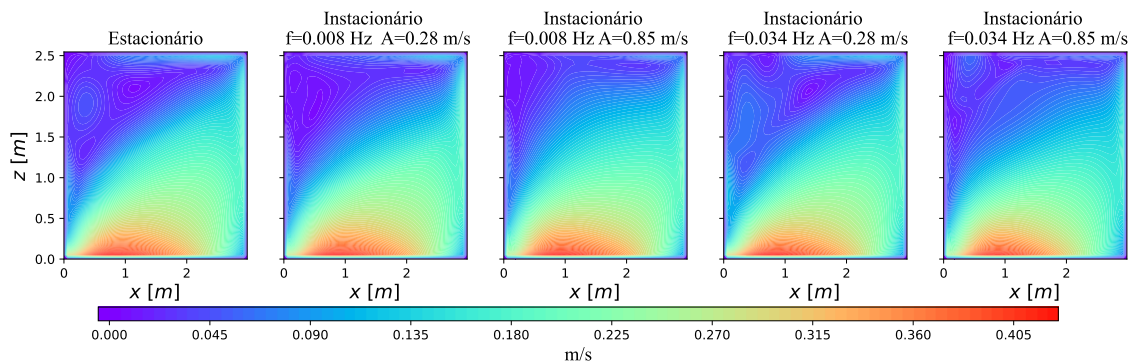
Posteriormente, o objetivo passou por retirar os contornos da magnitude da velocidade para os mesmos planos apresentados na secção de validação numérica da SATEC (Sec.5.3), apresentando a situação estacionária e respetivas situações instacionárias, de forma a ter uma visão mais global dos efeitos deste tipo de ventilação. No entanto, as diferenças são a maior parte das vezes impercetíveis pois, apesar da relevância destes efeitos para estudos de ventilação, as diferenças são muito pequenas para serem observadas em planos com magnitude de velocidade muito superiores. Na figura 5.20 estão apresentados alguns planos com maior visibilidade dos efeitos da ventilação instacionária, do caso  $Q_{\min}$ , pois era o caso que apresentava efeitos mais salientes (dos APÊNDICES C.8-C.16 podem observar todos os planos para cada caso).



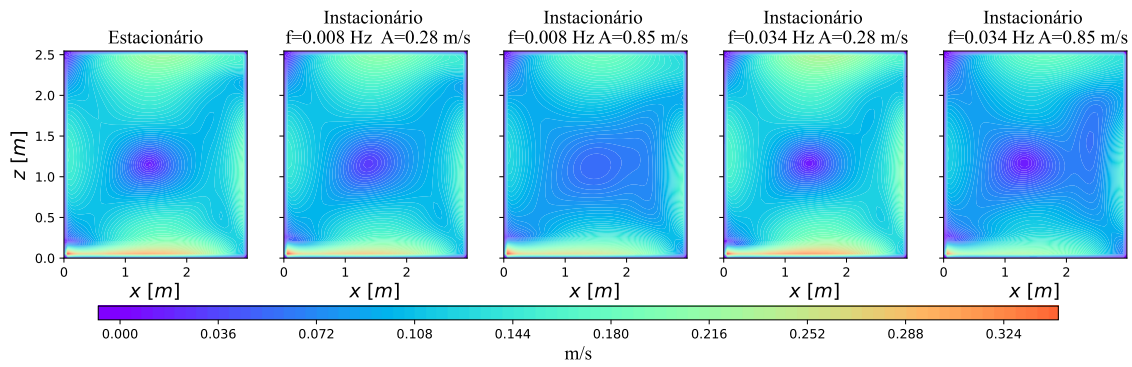
(a) Plano  $yz$ ,  $x = 1.5$  m.



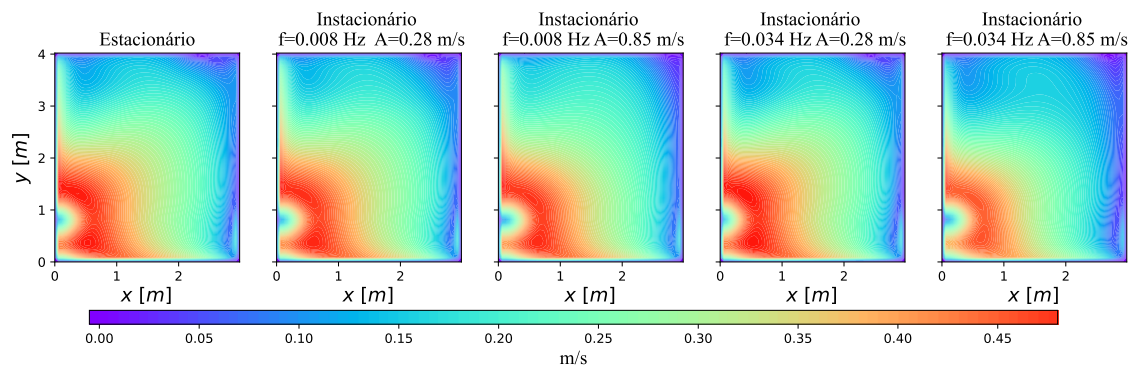
(b) Plano  $xz$ ,  $y = 0.035$  m.



(c) Plano  $xz$ ,  $y = 0.12$  m.



(d) Plano  $xz$ ,  $y = 2.43$  m.



(e) Plano  $xy$ ,  $z = 0.035$  m.

Figura 5.20 – Contornos da magnitude da velocidade para alguns planos que melhor demonstram as vantagens da ventilação instacionária para o caudal médio de entrada igual a  $Q_{min}$ .

Observando primeiramente a figura 5.20a, observa-se que a aplicação do caudal instacionário de menor frequência e maior amplitude ( $f = 0.038$  Hz e  $A = 0.85$  m/s) eliminou grande parte da zona de estagnação localizada no centro do plano. Seguindo para o plano  $xz$  de  $y = 0.035$  m (Fig.5.20b) observa-se novamente uma grande melhoria na zona mais alta da sala onde a velocidade era muito baixa, ou mesmo nula, e todos os casos com ventilação instacionária apresentaram melhorias, com a exceção do caso com maior frequência e menor amplitude no sinal de entrada. No plano  $xz$  de  $y = 0.12$  m desenrola-se uma situação análoga à anterior. No mesmo plano, mas para  $y = 2.43$  m, é visível uma redução do pico de estagnação localizado no centro do plano para a situação de menor frequência e maior amplitude. Por fim, no plano  $xy$  com  $y = 0.035$  m é possível observar uma pequena melhoria na zona de baixa velocidade perto da coordenada  $x, y$  (0.5, 3.5) m também para a situação de menor frequência e maior amplitude.

A nível da melhoria e qualidade da ventilação, estes estudos demonstram que em muitas zonas que outrora não recebiam velocidade suficiente para garantir uma boa ventilação do espaço, teriam agora um aumento da velocidade média, ou um pico de velocidade superior ao produzido pela entrada de ar de caudal constante. A nível de aquecimento e arrefecimento do espaço isto também pode implicar uma maior rapidez/eficiência.

#### 5.4.4 Conclusões

De forma a estudar os efeitos da ventilação instacionária em espaços internos, a SATEC foi simulada computacionalmente, alterando caudais médios de entrada, frequências e amplitudes dos sinais sinusoidal de entrada, tendo-se investigado três caudais médios que foram simulados para a situação de entrada estacionária (simulação controle/referência) e para quatro situações instacionárias variando entre duas frequências e amplitudes que foram calculadas tendo em conta a taxa de renovação de cada caudal médio de entrada e limite do caudal do ventilador de insuflação, respetivamente.

O modelo de turbulência RNG  $k - \epsilon$ , que apresentou melhores resultados na validação das técnicas numéricas e modelação física da sala, foi escolhido para realizar o conjunto de 12 simulações.

Ao analisar o desenvolvimento da magnitude ao longo do tempo para alguns pontos da sala e planos dos contornos da magnitude da velocidade, observou-se que a ventilação instacionária criou um aumento da velocidade média em vários pontos da sala quando comparado com a situação estacionária correspondente, especialmente para os casos com menor frequência e maior amplitude, sendo que o inverso também aconteceu (redução da velocidade média).

Também foi possível perceber que à medida que baixamos a velocidade média de entrada, os efeitos da ventilação instacionária são superiores.

Em geral os resultados obtidos demonstram muitos pontos favoráveis, sendo um grande indicador da importância do estudo da ventilação instacionária.

## 6 CONCLUSÃO

### 6.1 Conclusões finais

De forma a estudar os efeitos da ventilação não estacionária/instacionária por meio computacional (URaNS), foi primeiramente necessário garantir uma boa base de conhecimentos sobre técnicas numéricas e modelação física de CFD na área da ventilação. Dois casos de estudo foram estudados, a sala isotérmica IEA Annex 20 [15] e a sala com transferência de calor de Murakami *et al.* [16].

No primeiro caso, foi possível concluir que considerar o escoamento de entrada totalmente desenvolvido criará um perfil de velocidade longitudinal de maior velocidade que o real, pelo que dados sobre a geometria do canal de entrada da sala Annex 20 serão vantajoso para garantir melhores resultados numéricos. Apesar disso, o uso da simulação cíclica para obter um perfil totalmente desenvolvido no canal de entrada apresenta grandes vantagens, garantindo que um dimensionamento do comprimento do canal não precisará de ser realizado. No desenvolvimento do escoamento neste canal, os modelos de baixos números de Reynolds LaunderSharma  $k - \epsilon$  e  $k - \omega SST$  apresentaram os melhores resultados tanto para a velocidade longitudinal como para a intensidade turbulenta, tendo uma malha apropriada para o efeito, algo que não aconteceu para os modelos de altos números de Reynolds, cujos resultados foram piores, mas que foram realizados numa malha que apresentava mais de um ponto nas sub-camada laminar, pondo em causa os resultados obtidos.

Ao transpor os perfis desenvolvidos para a geometria do espaço Annex 20, observou-se que o modelo  $k - \omega SST$  não correspondeu às expectativas, gerando zonas de recirculação maiores do que as reais. Por outro lado, o modelo LaunderSharma  $k - \epsilon$  foi eficaz, embora tenha sido superado pelos modelos  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$ .

Para o cenário não isotérmico, os modelos que melhor se comportaram no caso isotérmico (modelos  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$ ) foram usados, sendo que o modelo  $k - \epsilon$  com o termo de produção térmica também foi utilizado (buoyant  $k - \epsilon$ ). Em geral foi possível concluir que o termo de produção térmica apresenta grande importância na modelação de casos com transferência de calor, especialmente para a temperatura e velocidade, uma vez que os resultados do buoyant  $k - \epsilon$  foram muito satisfatórios e globalmente melhores que os outros modelos, pelo que a inclusão do termo de produção térmica em mais modelos de turbulência seria importante.

Após estudados estes dois casos, passamos ao estudo da ventilação instacionária. O objetivo deste estudo passou por modelar a SATEC, indo de encontro com o cenário real, de forma a primeiramente validar os resultados numéricos com experimentais. Novamente foram usados os modelos de turbulência  $k - \epsilon$  e RNG  $k - \epsilon$ . Os modelos convergiram para um estado periódico, sendo que o modelo RNG  $k - \epsilon$  apresentou médias temporais mais próximas dos resultados experimentais, tendo apresentado resultados muito satisfatórios, pelo que foi usado no restante estudo. Da modelação da SATEC para este cenário também foi possível concluir que o espaço apresenta o tipo de ventilação por contacto com a parede vertical com efeito de Coanda expandido.

Usando o modelo RNG  $k - \epsilon$  para os de ventilação de instacionários, realizados por implementação de um caudal de variação periódica de sinal sinusoidal, onde vários caudais médios, frequências e amplitudes de sinal foram testados, foi possível concluir que:

- A ventilação instacionária apresentou zonas de aumento da velocidade média, bem como zonas de diminuição;
- Com a menor frequência e maior amplitude os efeitos da ventilação instacionária são maiores, tendo criado várias zonas de maior velocidade média. No entanto, zonas com redução da velocidade média também foram superiores para esta situação;
- Quanto menor a velocidade média de insuflação, maiores os efeitos da ventilação instacionária.

A ventilação não estacionária apresenta indicadores satisfatórios para melhorar a qualidade da ventilação, pois poderá pôr fim a zonas estacionárias com acumulação de contaminantes. Além desta vantagem, a ventilação não estacionária poderá diminuir o custo associado a esta área (a climatização), podendo ser um recurso influente na sustentabilidade energética.

## 6.2 Limitações e trabalhos futuros

Uma vez que a ventilação instacionária é um método de ventilação muito recente, ainda existe muita pouca informação sobre este tema, o que é uma vantagem ao nível exploratório, mas uma enorme limitação na pesquisa da temática. Além disso, nos primeiros casos de estudo, estávamos restritos a apenas um computador, o que limitou o número de simulações que podíamos resolver simultaneamente e, sucessivamente, a quantidade de estudos a realizar, devido à barreira temporal de entrega do trabalho.

Futuramente, os trabalhos a realizar passam por:

- Usar uma sala com configuração entrada/saída que produza um estado estacionário, quando aplicamos um caudal constante, de forma a verificar se os efeitos da ventilação instacionária são mais notáveis;
- Aplicar uma maior panóplia de frequências e amplitudes de entrada de forma a entender onde se dão os maiores efeitos;
- Comparar sinais de entrada quadrados com sinusoidais;
- Modelar uma sala não isotérmica, de forma a entender se a ventilação instacionária também apresenta melhor eficiência na transferência de calor.



---

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] P. Wolkoff, K. Azuma, and P. Carrer, “Health, work performance, and risk of infection in office-like environments: The role of indoor temperature, air humidity, and ventilation,” *International Journal of Hygiene and Environmental Health*, vol. 233, 4 2021.
- [2] H. Dai and B. Zhao, “Association of the infection probability of covid-19 with ventilation rates in confined spaces,” *Building Simulation*, vol. 13, pp. 1321–1327, 12 2020.
- [3] ASHRAE, *ASHRAE Handbook—Fundamentals (SI)*, 2005, pp. 8.1–8.29.
- [4] ISO, *ISO 7730 2005-11-15 Ergonomics of the Thermal Environment: Analytical Determination and Interpretation of Thermal Comfort Using Calculation of the PMV and PPD Indices and Local Thermal Comfort Criteria*, 3rd ed., ISO, Ed., 2005.
- [5] P. Fanger, *Thermal Comfort: Analysis and Applications in Environmental Engineering*. Danish Technical Press, 1970.
- [6] ASHRAE, “Ventilation for acceptable indoor air quality,” 2007. [Online]. Available: <http://www.ashrae.org>.
- [7] *EN 16798-1: Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics*, 2019.
- [8] “Decreto-lei n.º 101-d,” *Diário da República*, 1.ª série, n.º 237, pp. 7(21)–7(45), 2020. [Online]. Available: <https://files.dre.pt/1s/2020/12/23701/0002100045.pdf>
- [9] “Despacho n.º 6476-e,” *Diário da República*, 2.ª série, n.º 126, pp. 330(30)–330(32), 2021. [Online]. Available: <https://files.dre.pt/2s/2021/07/126000001/0003000032.pdf>
- [10] “Portaria n.º 138-g,” *Diário da República*, 1.ª série, n.º 126, pp. 128(2)–128(6), 2021. [Online]. Available: <https://files.dre.pt/1s/2021/07/12602/0000200006.pdf>

- 
- [11] ASHRAE, *ASHRAE handbook : heating, ventilating, and air-conditioning applications, Inch - Pound Edition.*, 2015.
- [12] M. González-Torres, L. Pérez-Lombard, J. F. Coronel, I. R. Maestre, and D. Yan, “A review on buildings energy information: Trends, end-uses, fuels and drivers,” pp. 626–637, 11 2022.
- [13] INE, “Preliminary results of the survey on energy consumption in households (2020),” 2021.
- [14] OpenCFD, “Openfoam®.” [Online]. Available: <https://www.openfoam.com/>
- [15] A. D. Lemaire, Q. Chen, M. Ewert, J. Heikkinen, C. Hard, A. Moser, P. V. Nielsen, and G. Whittle, “Room air and contaminant flow, evaluation of computational methods subtask-1 summary report,” 1993.
- [16] S. Murakami, S. Kato, and H. Nakagawa, “Numerical and experimental study for flow and temperature fields in rooms with horizontal nonisothermal jets,” *Journal of Architecture, Planning and Environmental Engineering*, pp. 11–21, 1991.
- [17] P. Nielsen, *Specification of a Two-Dimensional Test Case: (IEA)*, ser. Gul Serie. Institut for Bygningsteknik, Aalborg Universitet, 1990, vol. R9040, no. 8.
- [18] K. Ito, K. Inthavong, T. Kurabuchi, T. Ueda, T. Endo, T. Omori, H. Ono, S. Kato, K. Sakai, Y. Suwa, H. Matsumoto, H. Yoshino, W. Zhang, and J. Tu, “Cfd benchmark tests for indoor environmental problems: Part 1 isothermal/non-isothermal flow in 2d and 3d room model,” 2015.
- [19] J. Slater, “Cfd analysis process,” 2 2021. [Online]. Available: <https://www.grc.nasa.gov/www/wind/valid/tutorial/process.html>
- [20] “Resolução do conselho de ministros n.º 53/2020,” *Diário da República*, 1.ª série, n.º 133, pp. 2–158, 2020.
- [21] M. Gholamzadehmir, C. D. Pero, S. Buffa, R. Fedrizzi, and N. Aste, “Adaptive-predictive control strategy for hvac systems in smart buildings – a review,” 12 2020.
- [22] V. Vakiloroyaya, B. Samali, A. Fakhar, and K. Pishghadam, “A review of different strategies for hvac energy saving,” *Energy Conversion and Management*, vol. 77, pp. 738–754, 2014.
- [23] H. B. Awbi, *Ventilation of Buildings*, 2nd ed. Spon Press, 2003.
- [24] B. Yang, A. K. Melikov, A. Kabanshi, C. Zhang, F. S. Bauman, G. Cao, H. Awbi, H. Wigö, J. Niu, K. W. Cheong, K. W. Tham, M. Sandberg, P. V. Nielsen, R. Kosonen, R. Yao, S. Kato, S. C. Sekhar, S. Schiavon, T. Karimipannah, X. Li, and Z. Lin, “A review of advanced air distribution methods - theory, practice, limitations and solutions,” *Energy and Buildings*, vol. 202, 11 2019.

- 
- [25] S. Ferrari, T. Blázquez, R. Cardelli, G. Puglisi, R. Suárez, and L. Mazzarella, “Ventilation strategies to reduce airborne transmission of viruses in classrooms: A systematic review of scientific literature,” 8 2022.
- [26] Y. Cheng and Z. Lin, “Experimental study of airflow characteristics of stratum ventilation in a multi-occupant room with comparison to mixing ventilation and displacement ventilation,” *Indoor Air*, vol. 25, pp. 662–671, 12 2015.
- [27] Z. Lin, C. K. Lee, S. Fong, T. T. Chow, T. Yao, and A. L. Chan, “Comparison of annual energy performances with different ventilation methods for cooling,” *Energy and Buildings*, vol. 43, pp. 130–136, 1 2011.
- [28] A. Li, *Attachment Ventilation Theory*. Springer Nature Singapore, 2023.
- [29] E. Mesenhöller, P. Vennemann, and J. Hussong, “Unsteady room ventilation – a review,” *Building and Environment*, vol. 169, 2 2020.
- [30] X. Tian and Z. Lin, “Dynamic modelling of air temperature in breathing zone with stratum ventilation using a pulsating air supply,” *Building and Environment*, vol. 210, 2 2022.
- [31] E. Mesenhöller, S. Jacobs, P. Vennemann, and J. Hussong, “Unsteady ventilation in a scaled room model with swirl ceiling diffusers,” *CLIMA 2022 conference*, 5 2022. [Online]. Available: <https://doi.org/10.34641/clima.2022.200>
- [32] S. Bhattacharyya, J. P. Abraham, L. Cheng, and J. Gorman, “Introductory chapter: A brief history of and introduction to computational fluid dynamics.” [Online]. Available: [www.intechopen.com](http://www.intechopen.com)
- [33] F. Nebeker, *Chapter 6 Lewis Fry Richardson. The first person to compute the weather*. Academic Press, 1995, vol. 60, pp. 58–82.
- [34] J. S. Shang, “Three decades of accomplishments in computational fluid dynamics,” pp. 173–197, 4 2004.
- [35] B. E. Launder and D. B. Spalding, “The numerical computation of turbulent flows,” pp. 269–289, 1974.
- [36] W. P. Jones and G. E. Lauder, “The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence,” *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 15, pp. 301–314, 1972.
- [37] V. Artemov, S. B. Beale, G. de Vahl Davis, M. P. Escudier, N. Fueyo, B. E. Launder, E. Leonardi, M. R. Malin, W. J. Minkowycz, S. V. Patankar, A. Pollard, W. Rodi, A. Runchal, and S. P. Vanka, “A tribute to d.b. spalding and his contributions in science and engineering,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 3884–3905, 8 2009.

- 
- [38] S. V. Patankar and D. B. Spalding, “A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows,” pp. 1787–1806, 1972.
- [39] S. V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, 1st ed., W. Minkowycz and E. Sparrow, Eds., 1980.
- [40] L. Rong and P. V. Nielsen, “Aalborg universitet simulation with different turbulence models in an annex 20 room benchmark test using ansys cfx 11.0,” 2008.
- [41] B. Elhadidi and H. E. Khalifa, “Comparison of coarse grid lattice boltzmann and navier stokes for real time flow simulations in rooms,” *Building Simulation*, vol. 6, pp. 183–194, 6 2013.
- [42] C. P. D. Almeida, “Turbulence models study applied to indoor space ventilation,” Master’s thesis, Instituto Superior de Engenharia do Porto, 2021.
- [43] S. Murakami, D. E. Member, A. S. Kato, and A. Y. Kondo, “Numerical prediction of horizontal nonisothermal 3-d jet in room based on algebraic second-moment closure model,” 1993.
- [44] Y. Li and P. V. Nielsen, “Commemorating 20 years of indoor air: Cfd and ventilation research,” *Indoor Air*, vol. 21, pp. 442–453, 2011.
- [45] A. Restivo, “Turbulent flow in ventilated rooms,” Ph.D. dissertation, University of London, 3 1979.
- [46] H. Motamedi, M. Shirzadi, Y. Tominaga, and P. A. Mirzaei, “Cfd modeling of airborne pathogen transmission of covid-19 in confined spaces under different ventilation strategies,” *Sustainable Cities and Society*, vol. 76, 1 2022.
- [47] W. Che, J. Ding, and L. Li, “Airflow deflectors of external windowsto induce ventilation: Towards covid-19 prevention and control,” *Sustainable Cities and Society*, vol. 77, 2 2022.
- [48] J. Varodompun and M. Navvab, “Hvac ventilation strategies: The contribution for thermal comfort, energy efficiency, and indoor air quality,” *Journal of Green Building*, vol. 2, pp. 131–150, 2007.
- [49] T. Kalmár, F. Szodrai, and F. Kalmár, “Local ventilation effectiveness dependence on the airflow pattern and temperature in the case of isothermal balanced ventilation,” *Journal of Building Engineering*, vol. 61, 12 2022.
- [50] J. Yao and Y. Yao, “Unsteady flow oscillations in a 3-d ventilated model room with convective heat transfer,” *Fluids*, vol. 7, 6 2022.
- [51] J. Karam, E. Katramiz, K. Ghali, and N. Ghaddar, “Effective mitigation of cross-contamination in classroom conditioned by intermittent air jet cooling with use of portable air cleaners,” *Building and Environment*, vol. 219, 7 2022.

- 
- [52] D. A. Assaad, K. Ghali, and N. Ghaddar, “Effectiveness of intermittent personalized ventilation assisting a chilled ceiling for enhanced thermal comfort and acceptable indoor air quality,” *Building and Environment*, vol. 144, pp. 9–22, 10 2018.
- [53] D. A. Assaad, K. Ghali, N. Ghaddar, and C. Habchi, “Mixing ventilation coupled with personalized sinusoidal ventilation: Optimal frequency and flow rate for acceptable air quality,” *Energy and Buildings*, vol. 154, pp. 569–580, 11 2017.
- [54] R. Granger, *Fluid Mechanics*. Dover Publications, 1995.
- [55] G. K. Batchelor, *An introduction to fluid dynamics*. Cambridge University Press, 1999.
- [56] C. Greenshields and H. Weller, *Notes on Computational Fluid Dynamics: General Principles*. CFD Direct Ltd, 2022. [Online]. Available: <https://doc.cfd.direct/notes/cfd-general-principles/>
- [57] F. M. White, *Fluid Mechanics*, eighth edition ed. McGraw-Hill Education, 2016.
- [58] O. Reynolds, “Iv. on the dynamical theory of incompressible viscous fluids and the determination of the criterion,” *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. (A.)*, vol. 186, pp. 123–164, 1895. [Online]. Available: <https://royalsocietypublishing.org/doi/abs/10.1098/rsta.1895.0004>
- [59] L. Davidson, *Fluid mechanics, turbulent flow and turbulence modeling*, 1 2023.
- [60] S. B. Pope, *Turbulent Flows*. Cambridge University Press, 2000.
- [61] CFDONLINE, “Rans-based turbulence models.” [Online]. Available: [https://www.cfd-online.com/Wiki/RANS-based\\_turbulence\\_models](https://www.cfd-online.com/Wiki/RANS-based_turbulence_models)
- [62] J. Boussinesq, *Essai sur la théorie des eaux courantes*. Impr. nationale, 1877. [Online]. Available: <https://books.google.pt/books?id=QAuWqaSZqvEC>
- [63] OpenCFD, “Openfoam®: Open source cfd : Documentation.” [Online]. Available: <https://www.openfoam.com/documentation/guides/latest/doc/index.html>
- [64] —, “Openfoam®: Open source cfd : Api.” [Online]. Available: <https://www.openfoam.com/documentation/guides/latest/api/index.html>
- [65] J. C. R. Hunt and D. J. Carruthers, “Rapid distortion theory and the problems of turbulence,” *J. Fluid Mech*, vol. 212, pp. 497–532, 1990.
- [66] V. Yakhot and S. A. Orszag, “Renormalization group analysis of turbulence. i. basic theory,” *Journal of Scientific Computing*, vol. 1, pp. 3–51, 5 1986.

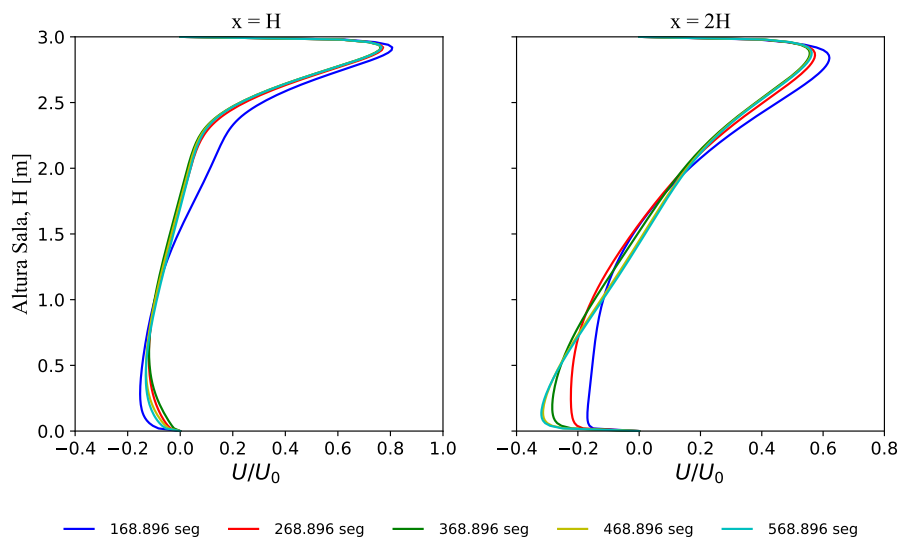
- 
- [67] V. Yakhot, S. A. Orszag, S. Thangam, T. B. Gatski, and C. G. Speziale, “Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique,” *Physics of Fluids A*, vol. 4, pp. 1510–1520, 1992.
- [68] B. E. Launder and B. I. Sharma, “Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc,” *Letter in heat and mass transfer*, vol. 1, pp. 131–138, 1974.
- [69] F. R. Menter, “Zonal two equation  $k - \omega$ , turbulence models for aerodynamic flows,” Eloret Institute, Tech. Rep. AIAA Paper 93-2906, 1 1993.
- [70] F. Menter, M. Kuntz, and R. Langtry, “Ten years of industrial experience with the sst turbulence model,” *Heat and Mass Transfer*, vol. 4, 1 2003. [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/228742295>
- [71] R. Christopher, “Turbulence modeling resource.” [Online]. Available: <https://turbmodels.larc.nasa.gov/>
- [72] D. C. Wilcox, *Turbulence modeling for CFD*. DCW Industries, 2006.
- [73] Y. A. Çengel and J. M. Cimbala, *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*. McGraw-Hill, 2006.
- [74] J. Bredberg, “On the wall boundary condition for turbulence models,” Chalmers University of Technology, Tech. Rep. 04, 2000.
- [75] K. Lien, J. P. Monty, M. S. Chong, and A. Ooi, “The entrance length for fully developed turbulent channel flow,” 1 2004. [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/255579293>
- [76] B. E. Rapp, *Fluids*. Elsevier, 2017, pp. 243–263. [Online]. Available: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B9781455731411500095>
- [77] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: THE FINITE VOLUME METHOD*, second edition ed. Pearson Education, 2007. [Online]. Available: [www.pearsoned.co.uk/versteeg](http://www.pearsoned.co.uk/versteeg)
- [78] J. Anderson, *Computational Fluid Dynamics - The Basics with Applications*. McGraw-Hill, 1995.
- [79] K. Schneider, D. Kolomenskiy, and E. Deriaz, *Is the CFL Condition Sufficient? Some Remarks*. Birkhäuser Boston, 2013, pp. 139–146.
- [80] A. E. Goltsman, I. A. Davletshin, N. I. Mikheev, and A. A. Paereliy, “Shear stresses in turbulent pulsating channel flow,” *Thermophysics and Aeromechanics*, vol. 22, pp. 319–328, 5 2015.
- [81] W. Wagner and A. Pruß, “The iapws formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use,” *Journal of physical and chemical reference data*, vol. 31, pp. 387–535, 2002.

- 
- [82] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, and D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th ed. John Wiley & Sons, Incorporated, 2011.
- [83] CFDONLINE, “Turbulence length scale.” [Online]. Available: [https://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence\\_length\\_scale](https://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence_length_scale)
- [84] G. Osswald, “Estudo experimental de processos de ventilação em sala modelo - em desenvolvimento,” Master’s thesis, Instituto Superior de Engenharia do Porto, 2023.
- [85] S. Luo and B. Roux, “Modeling of the hesco nozzle diffuser used in iea annex-20 experiment test room,” *Building and Environment*, vol. 39, pp. 367–384, 2004.
- [86] S. Luo, J. Heikkinen, and B. Roux, “Simulation of air flow in the iea annex 20 test room - validation of a simplified model for the nozzle diffuser in isothermal test cases,” *Building and Environment*, vol. 39, pp. 1403–1415, 12 2004.

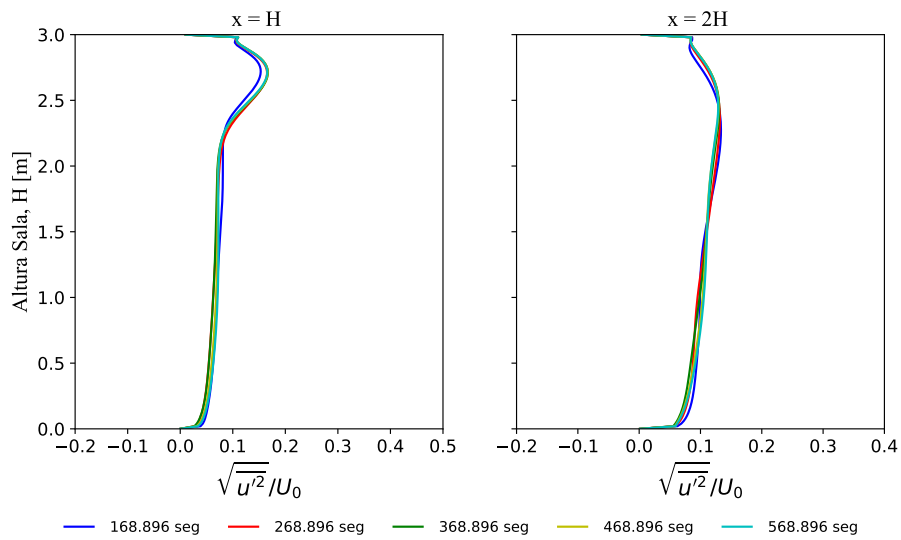


# APÊNDICE A

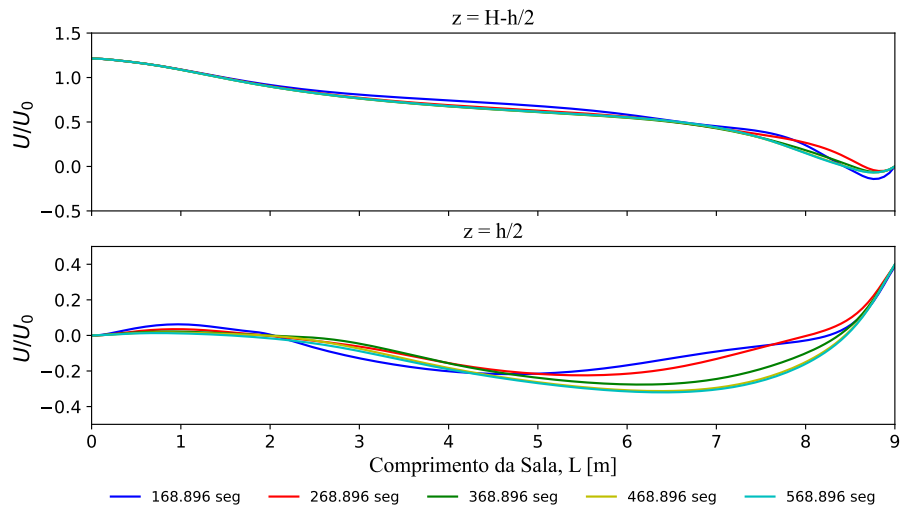
## A.1 Caso de estudo Annex 20 - Análise de convergência



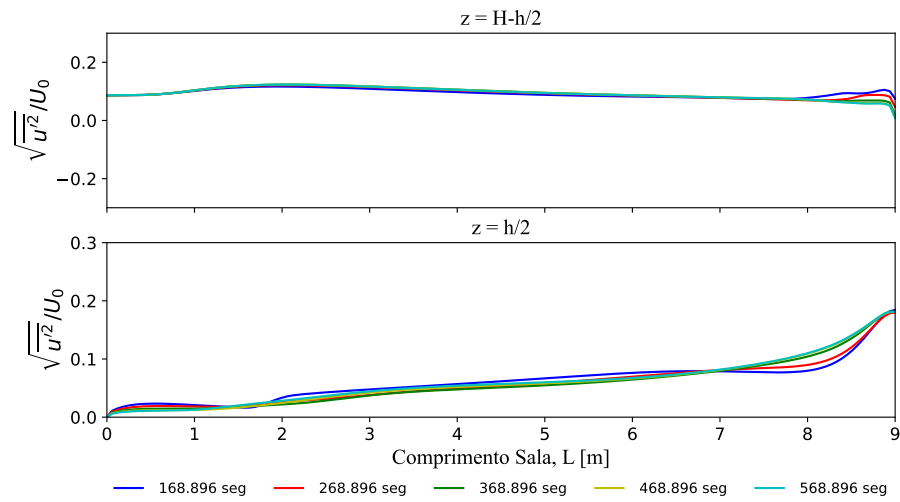
(a) Perfis verticais da velocidade no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



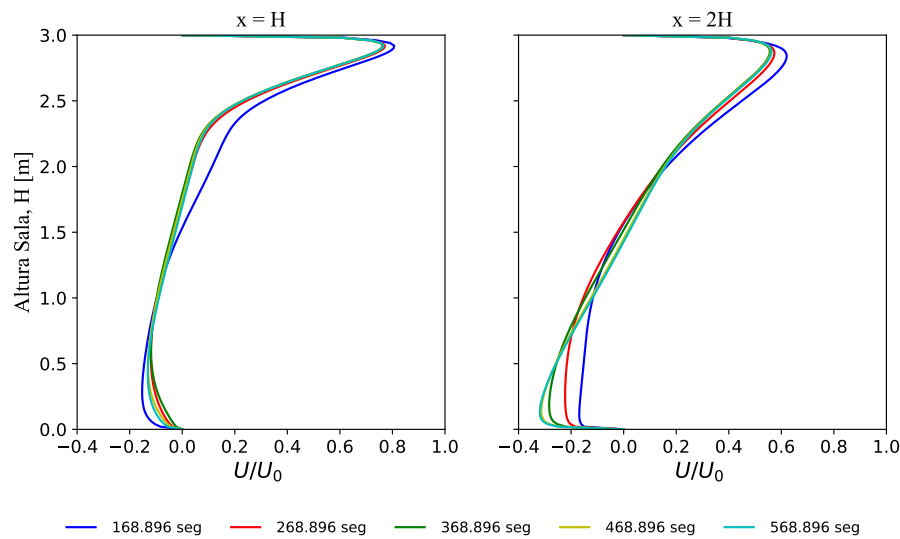
(b) Perfis verticais da  $IT$  no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



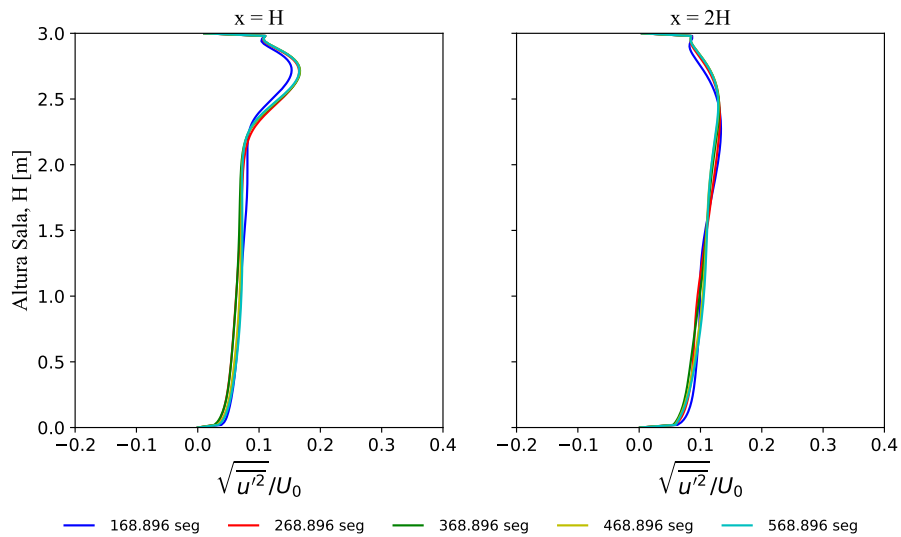
(c) Perfis horizontais da velocidade no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



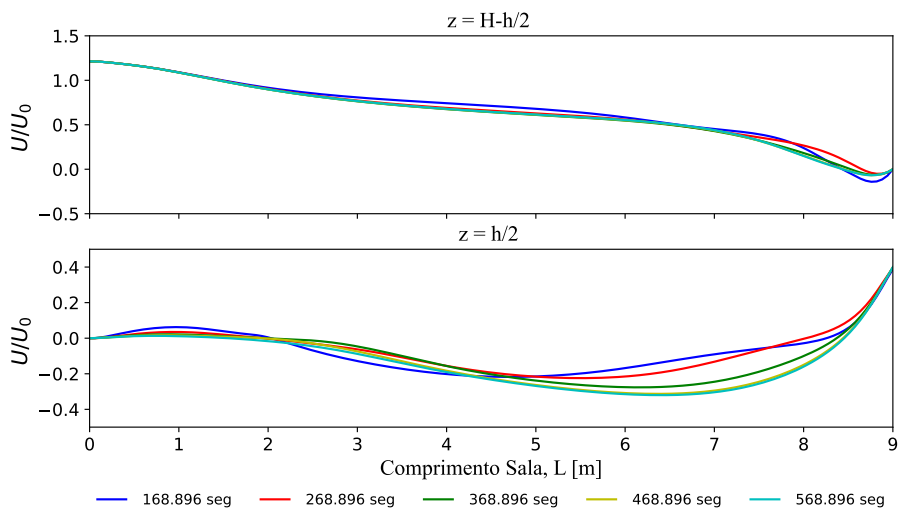
(d) Perfis horizontais da  $IT$  no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



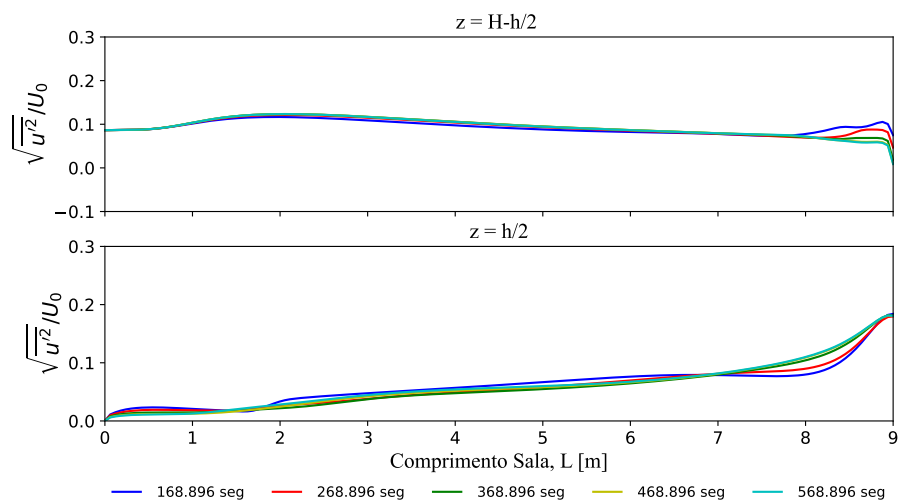
(e) Perfis verticais da velocidade no plano  $y = 2.7$  m.



(f) Perfis verticais da *IT* no plano  $y = 2.7$  m.

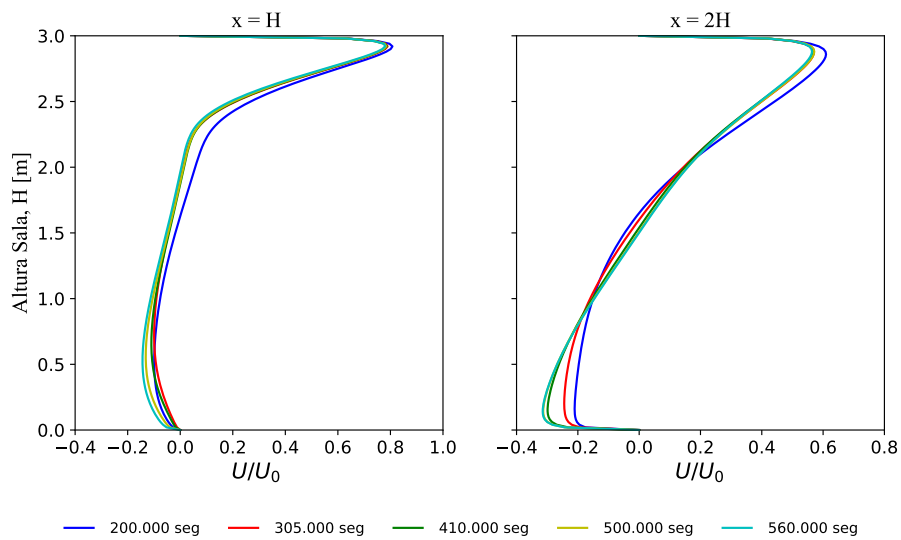


(g) Perfis horizontais da velocidade no plano  $y = 2.7$  m.

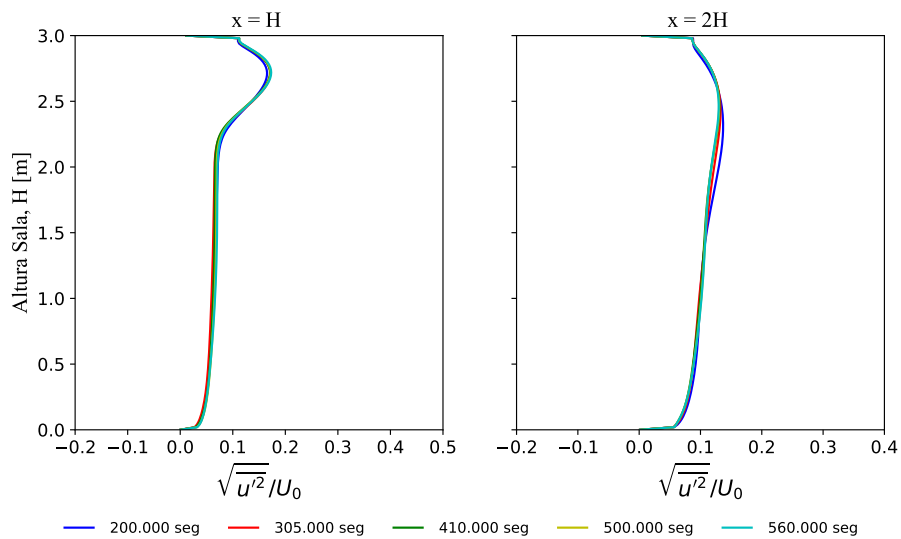


(h) Perfis horizontais da *IT* no plano  $y = 2.7$  m.

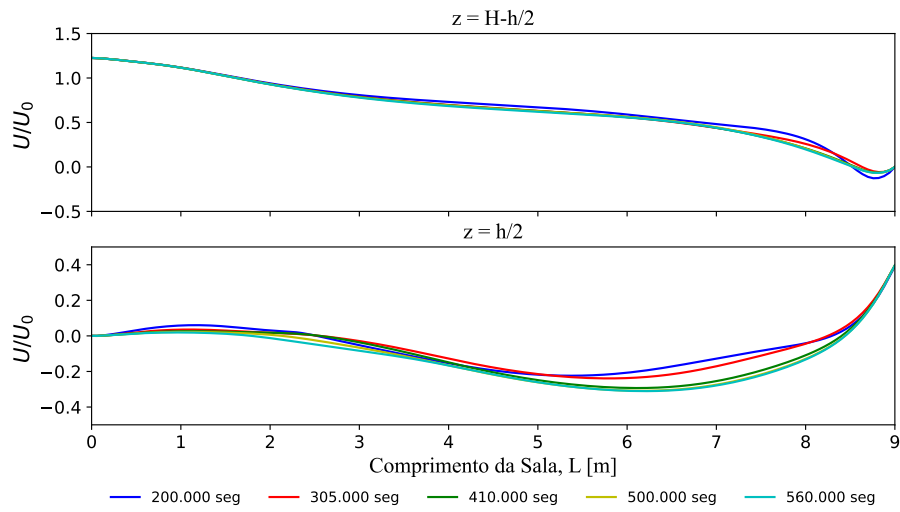
Figura A.1 – Análise de convergência para o modelo  $k - \epsilon$ .



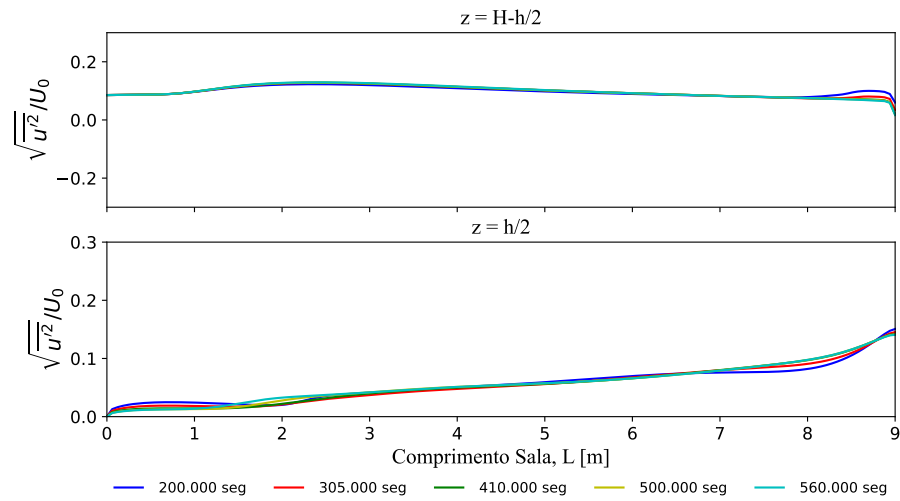
(a) Perfis verticais da velocidade no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



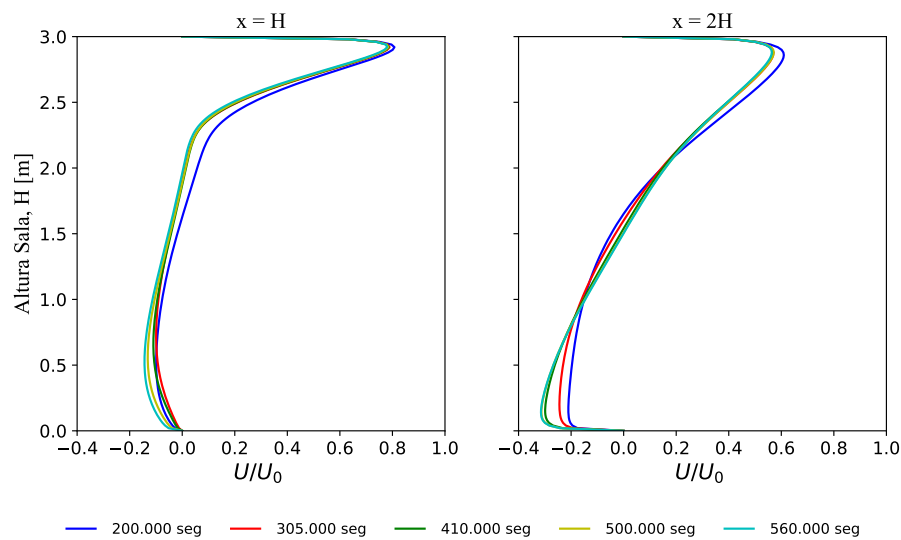
(b) Perfis verticais da  $IT$  no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



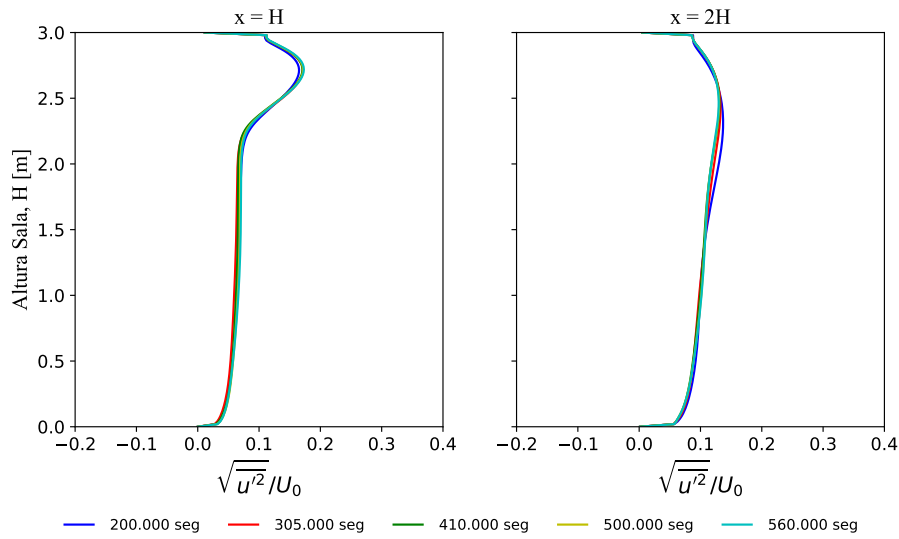
(c) Perfis horizontais da velocidade no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



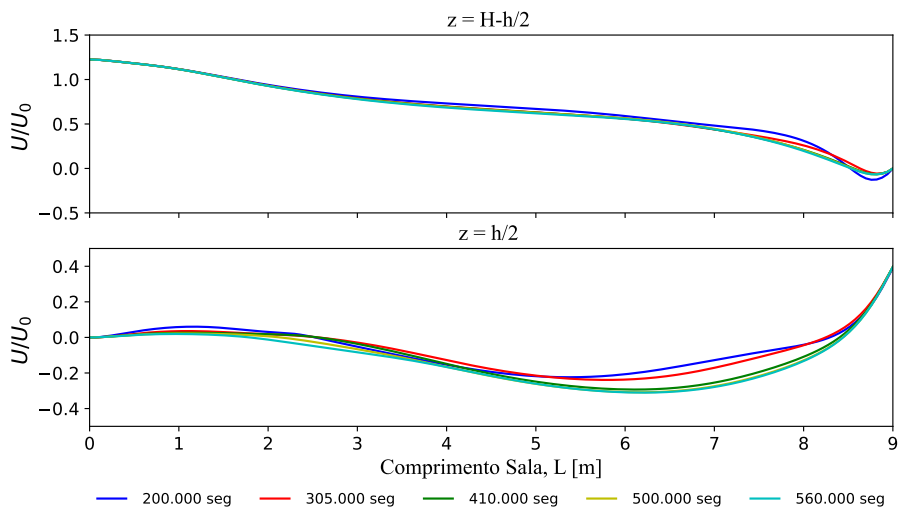
(d) Perfis horizontais da IT no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



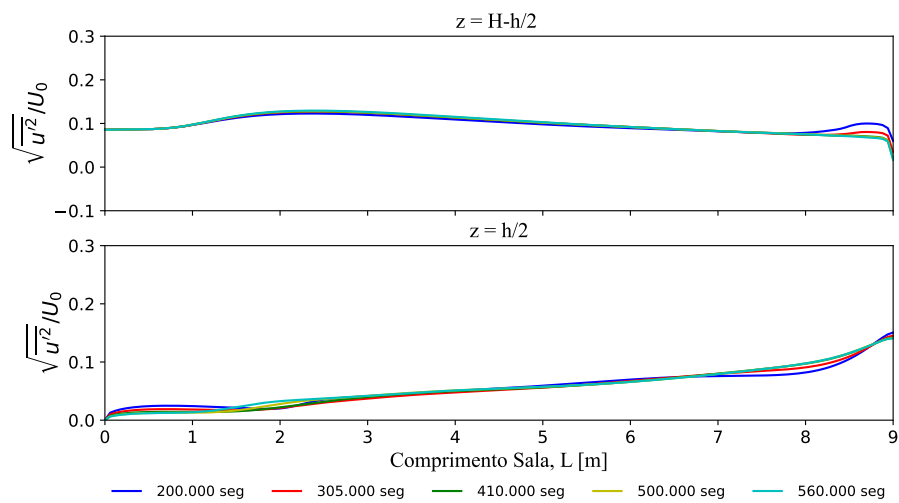
(e) Perfis verticais da velocidade no plano  $y = 2.7$  m.



(f) Perfis verticais da  $IT$  no plano  $y = 2.7$  m.

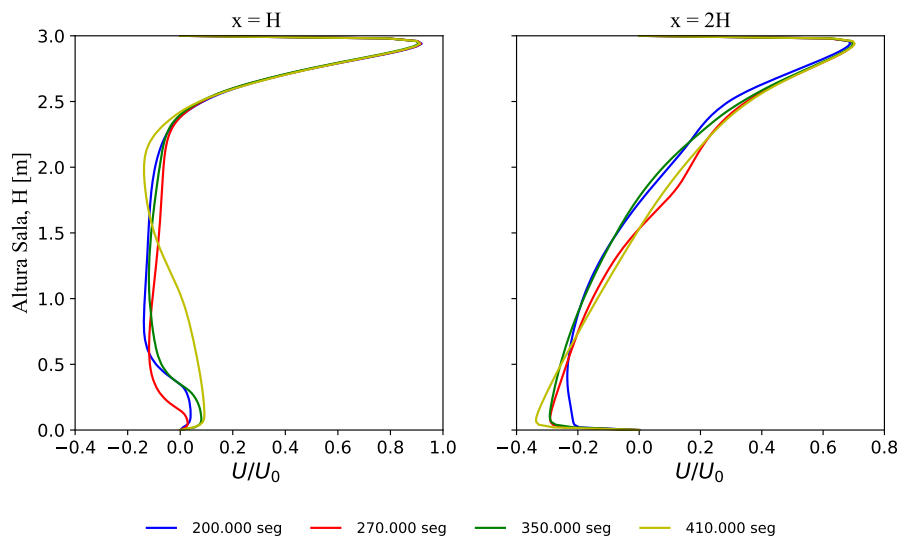


(g) Perfis horizontais da velocidade no plano  $y = 2.7$  m.

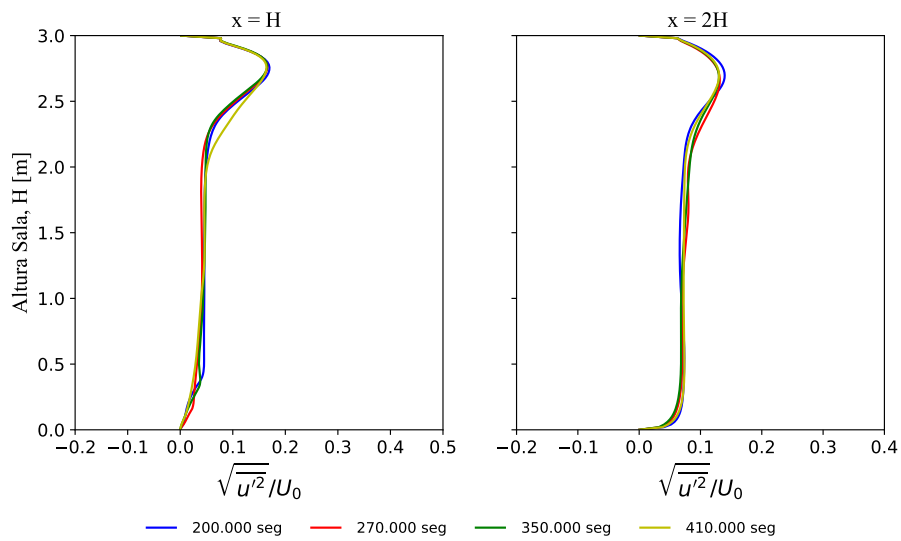


(h) Perfis horizontais da  $IT$  no plano  $y = 2.7$  m.

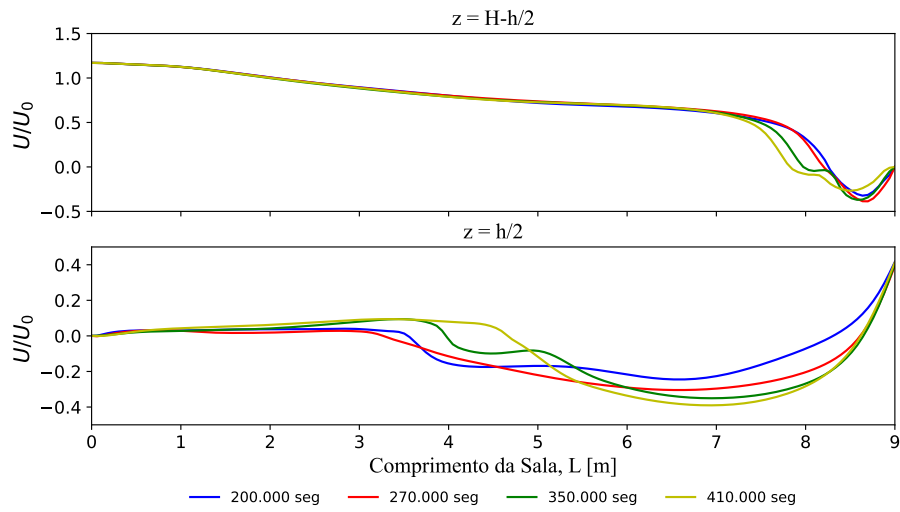
Figura A.2 – Análise de convergência para o modelo RNG  $k - \epsilon$ .



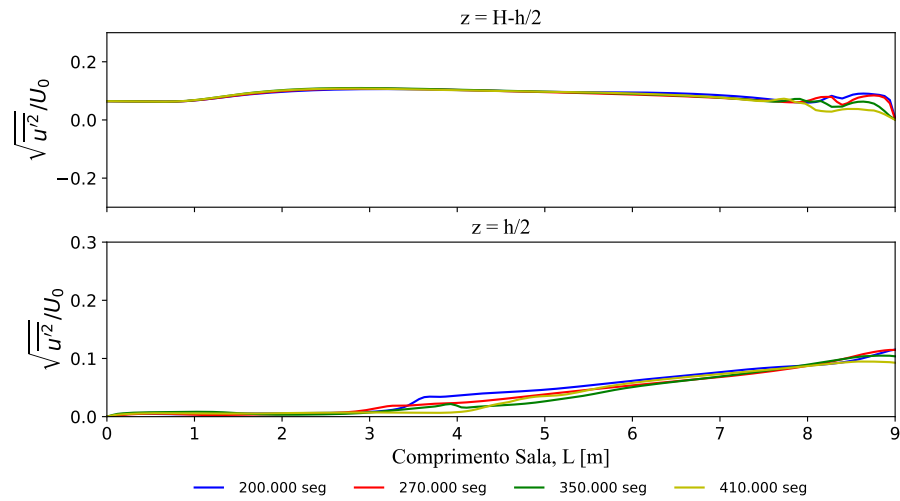
(a) Perfis verticais da velocidade no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



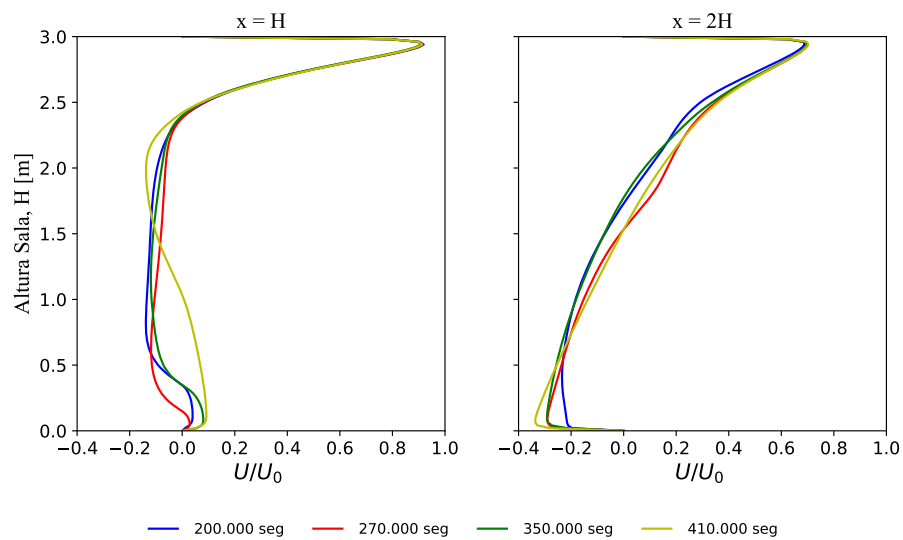
(b) Perfis verticais da  $IT$  no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



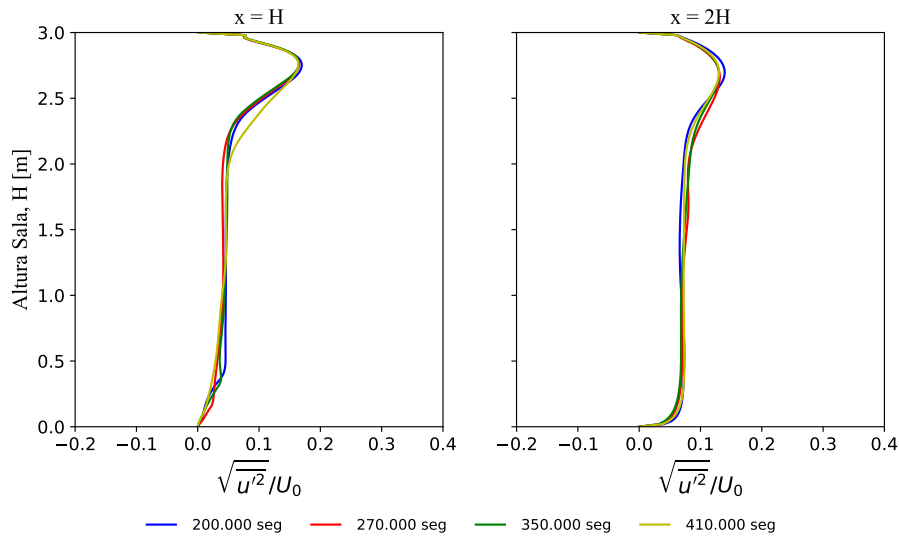
(c) Perfis horizontais da velocidade no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



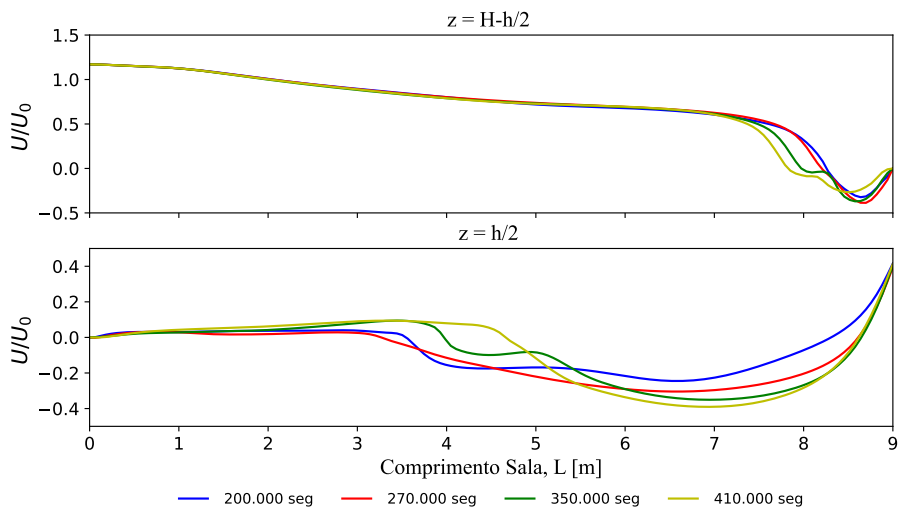
(d) Perfis horizontais da *IT* no plano  $y = 1.5$  m (simetria).



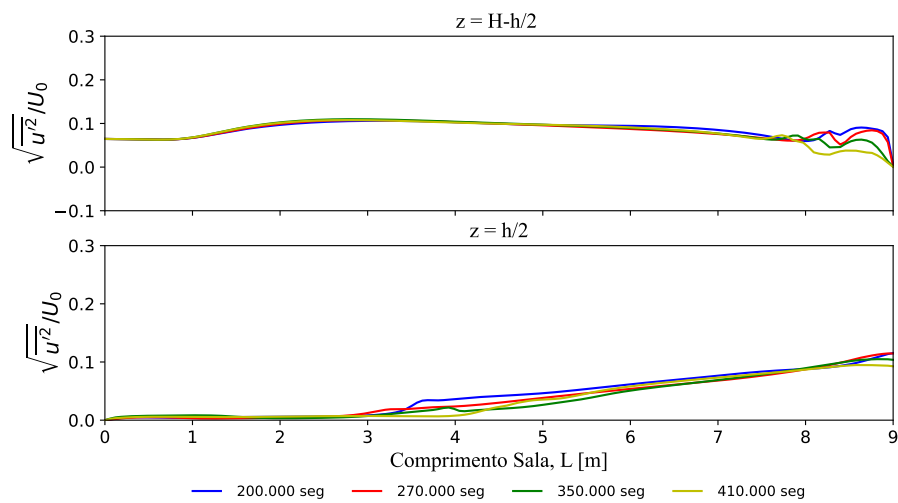
(e) Perfis verticais da velocidade no plano  $y = 2.7$  m.



(f) Perfis verticais da *IT* no plano  $y = 2.7$  m.



(g) Perfis horizontais da velocidade no plano  $y = 2.7$  m.



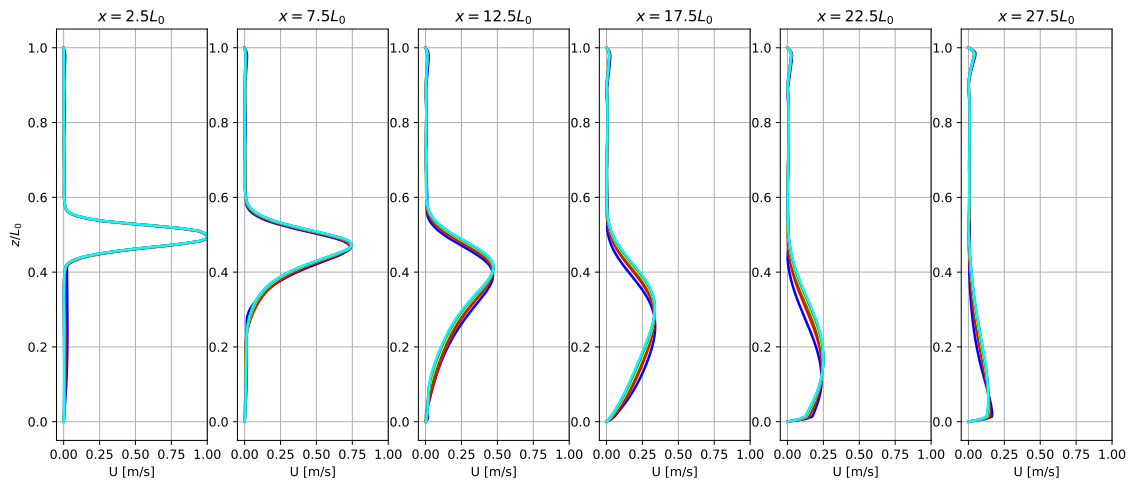
(h) Perfis horizontais da *IT* no plano  $y = 2.7$  m.

Figura A.3 – Análise de convergência para o modelo  $k - \omega SST$ .

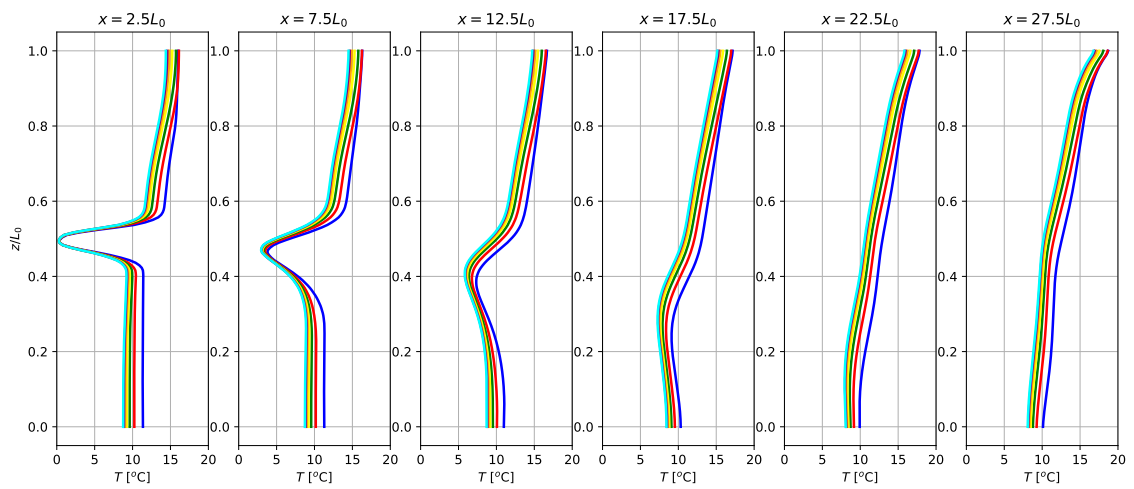


## APÊNDICE B

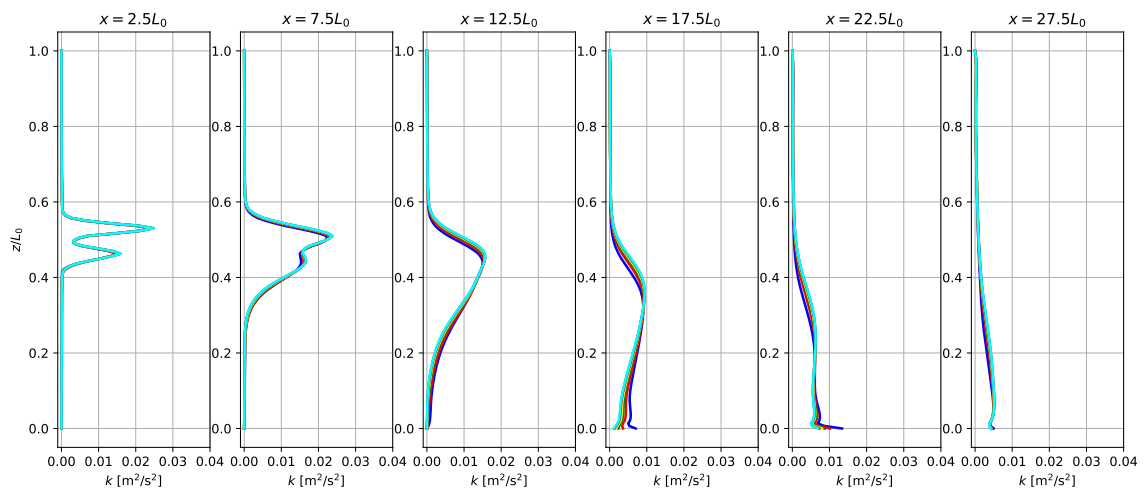
### B.1 Caso de estudo Murakami - Análise de convergência



(a) Perfil da velocidade.



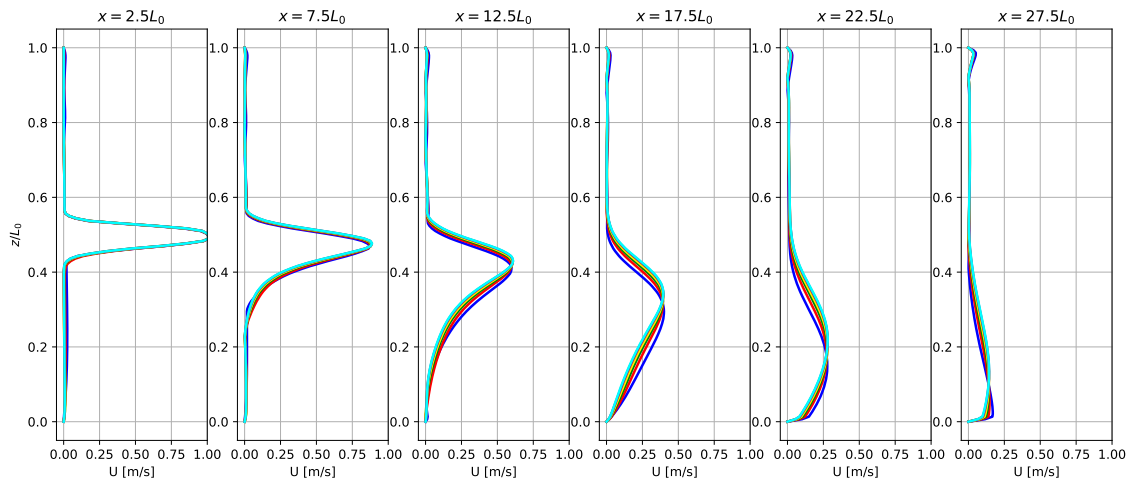
(b) Perfil da temperatura.



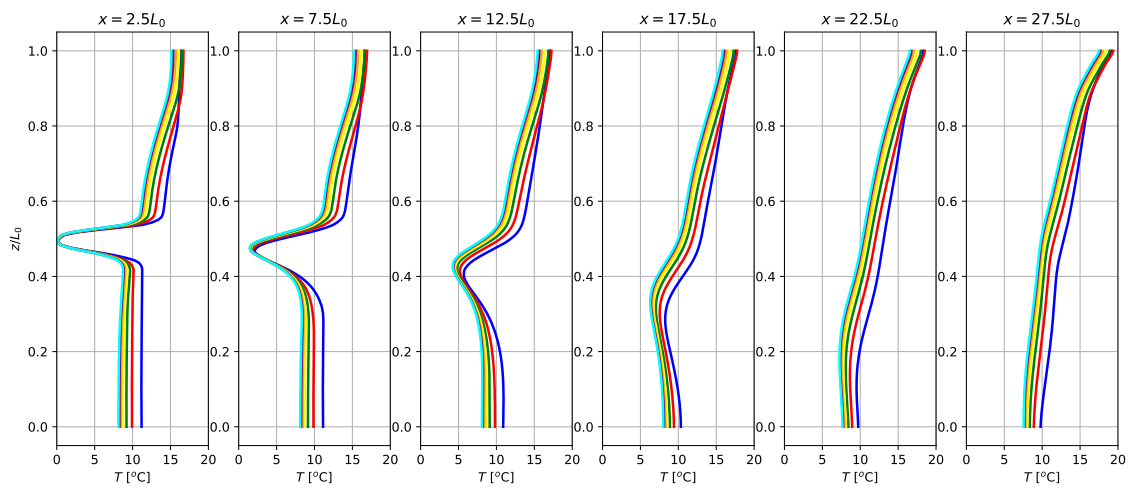
— 117.247 seg — 234.614 seg — 351.980 seg — 469.347 seg — 586.713 seg — 704.080 seg — 821.446 seg

(c) Perfil da energia cinética turbulenta.

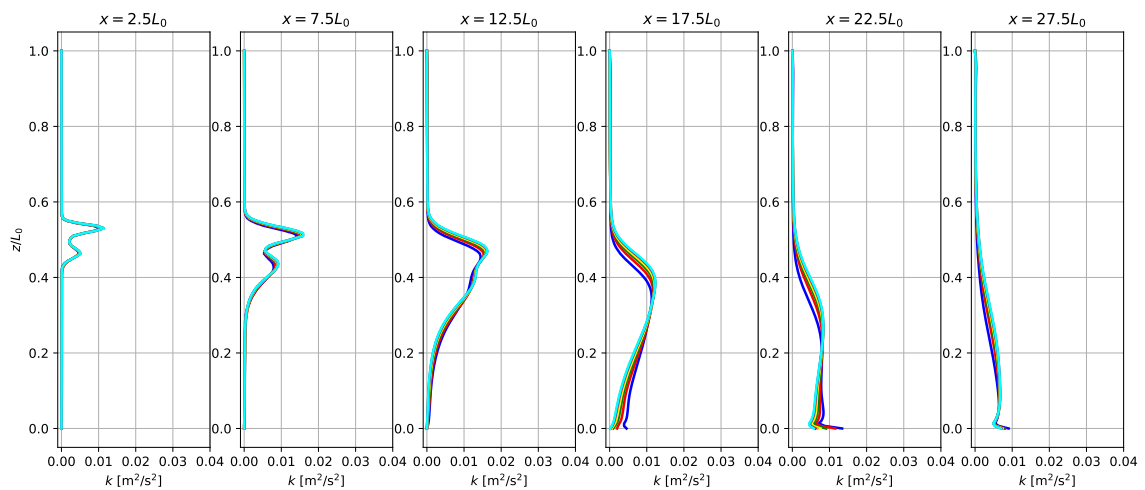
Figura B.1 – Análise de convergência para o modelo  $k - \epsilon$ .



(a) Perfil da velocidade.



(b) Perfil da temperatura.



— 115.449 seg — 231.015 seg — 346.580 seg — 462.146 seg — 577.712 seg — 693.277 seg — 808.843 seg

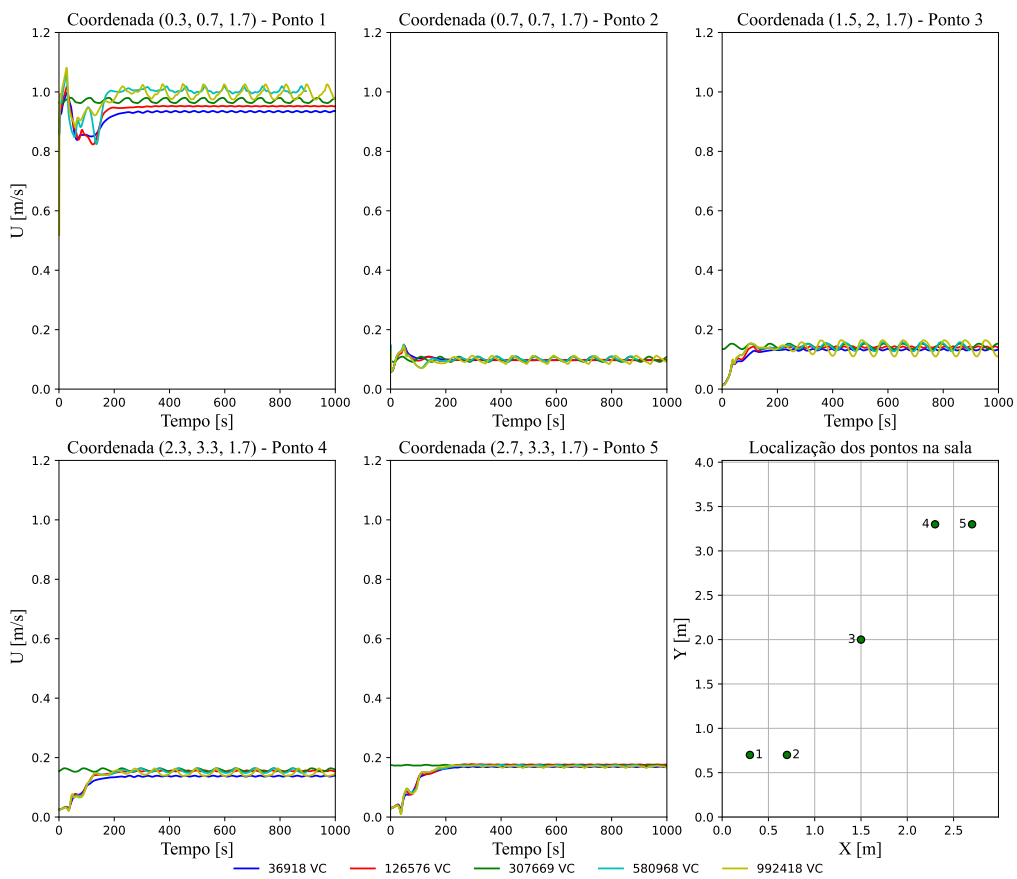
(c) Perfil da energia cinética turbulenta.

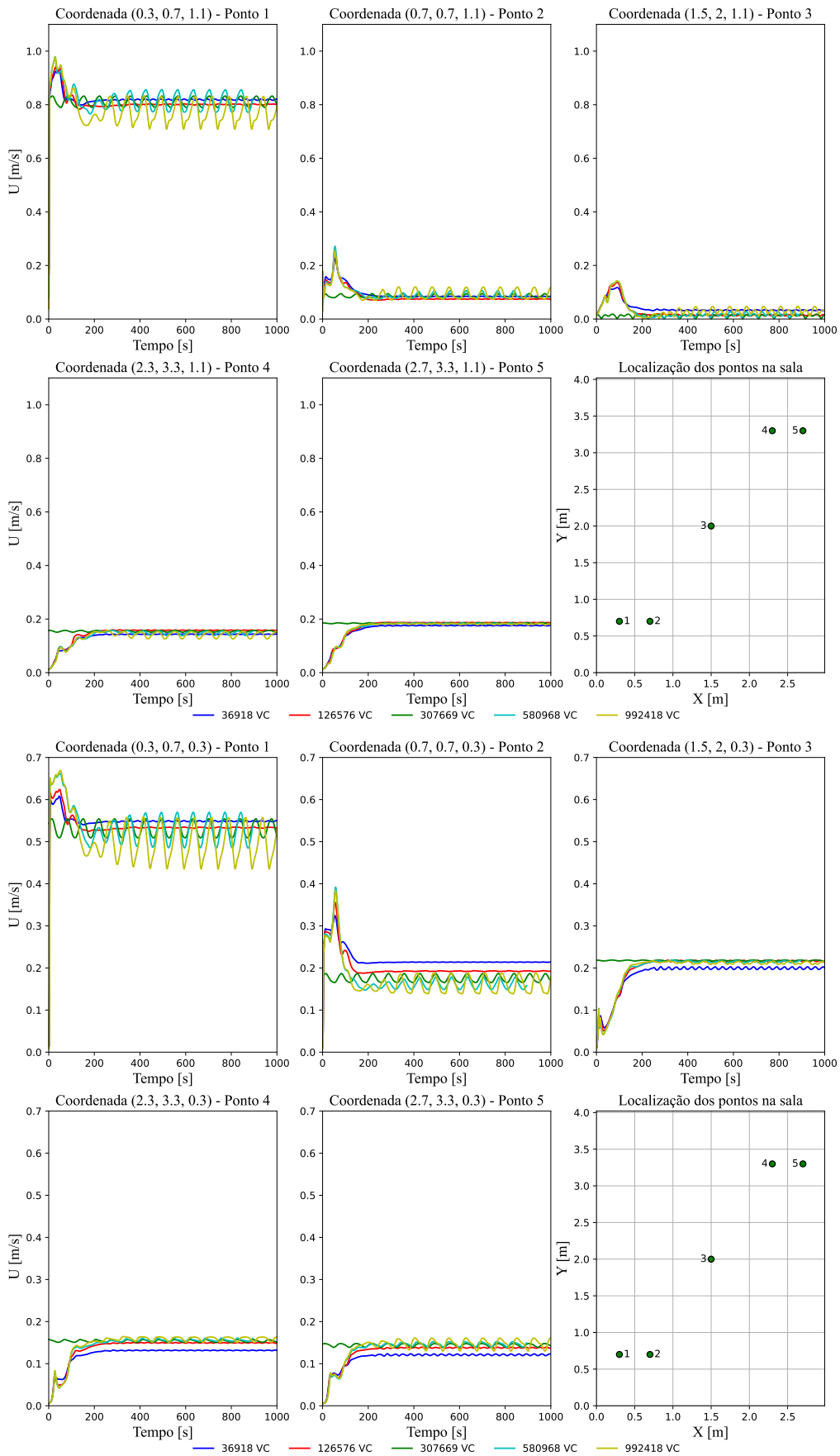
Figura B.2 – Análise de convergência para o modelo RNG  $k - \epsilon$ .



# APÊNDICE C

## C.1 Caso de estudo da SATEC - Independência da malha para situação estacionária





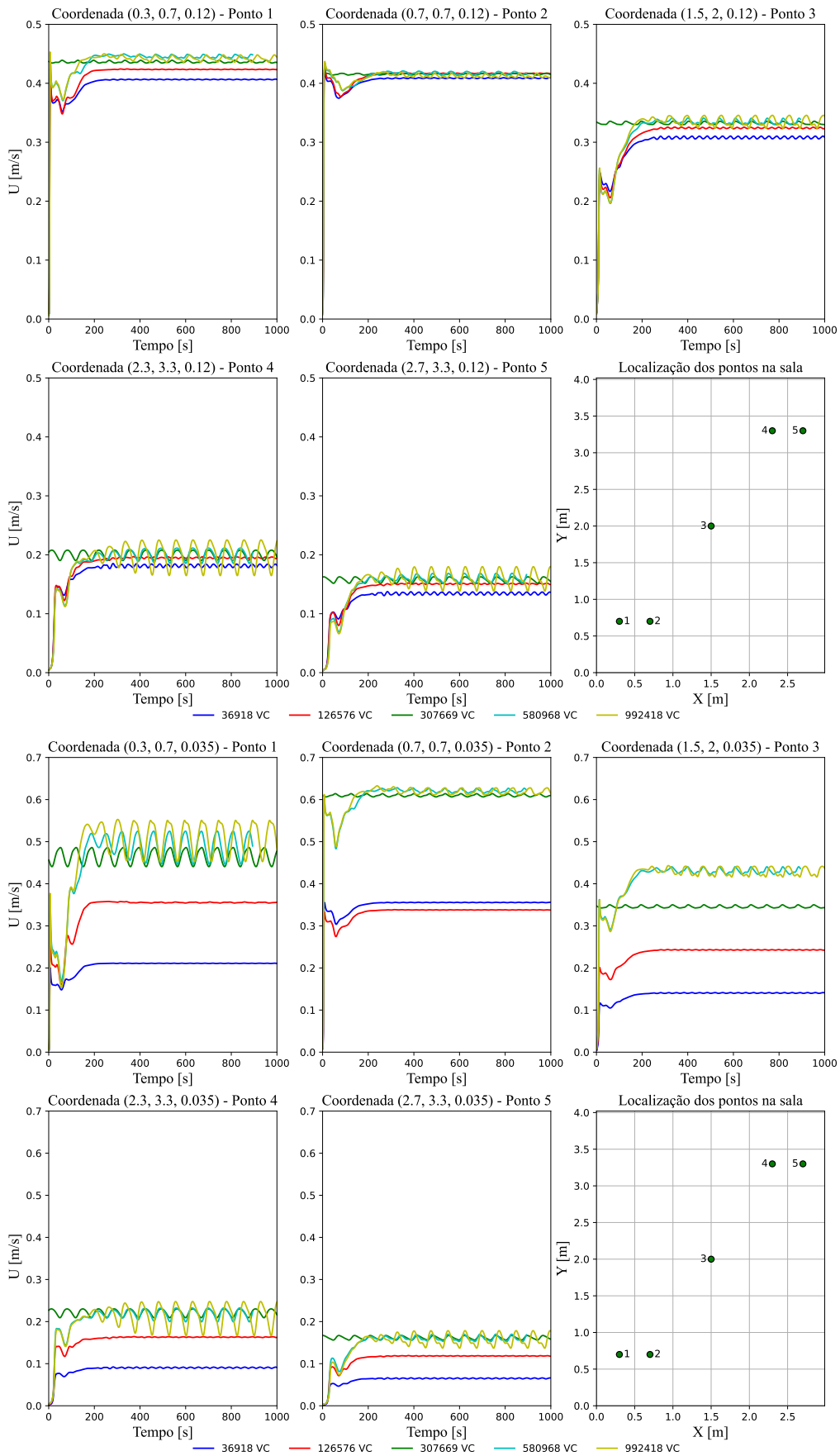
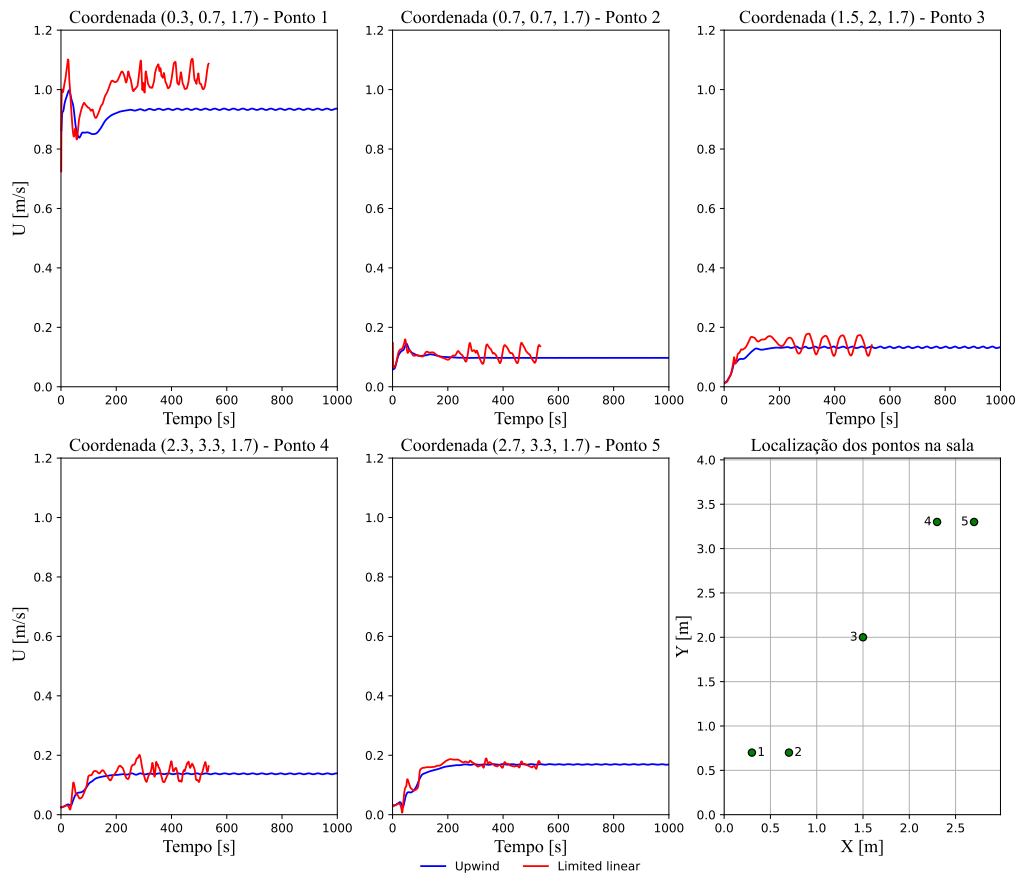
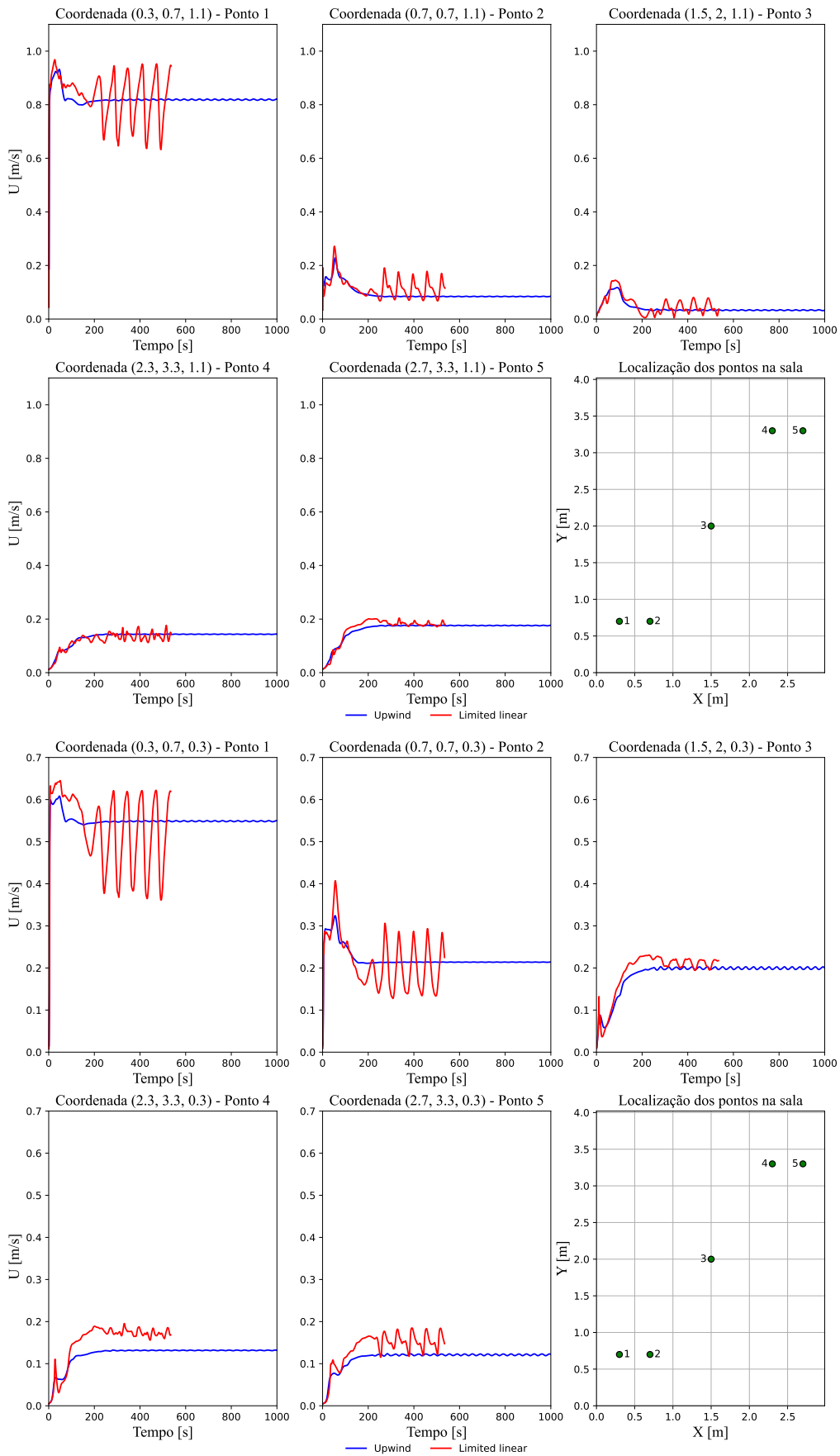


Figura C.1 – Séries temporais da magnitude da velocidade para várias densidades de malha.

## C.2 Caso de estudo da SATEC - Testes de esquemas convectivos para situação estacionária





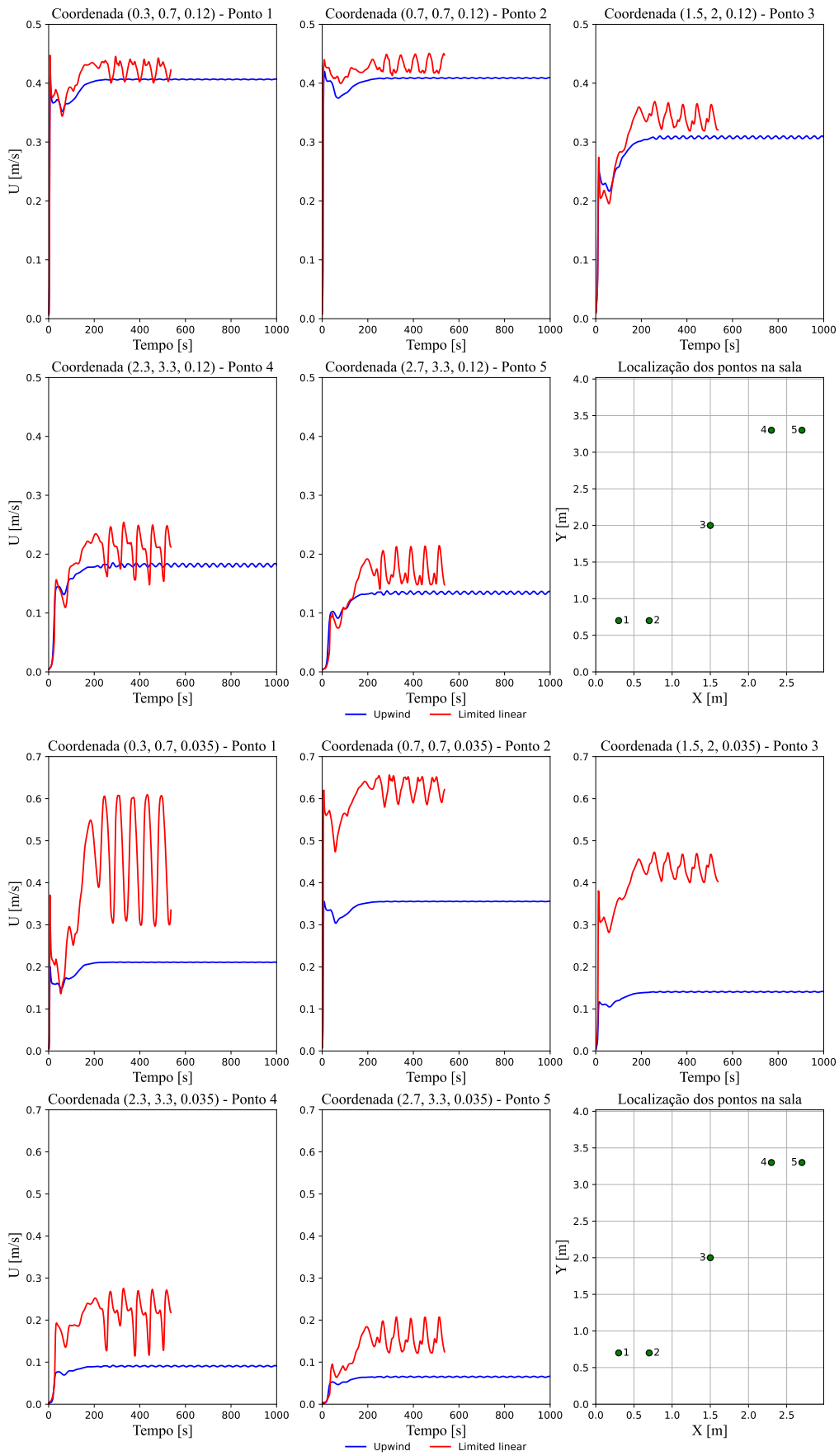
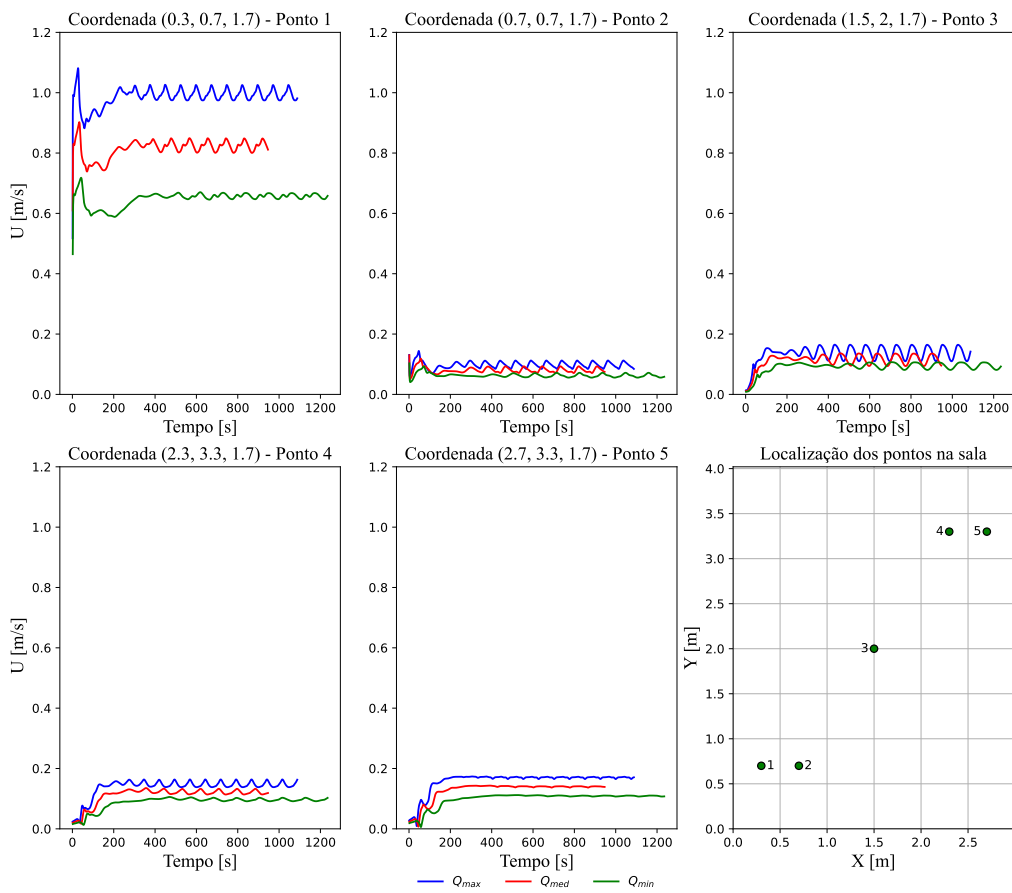
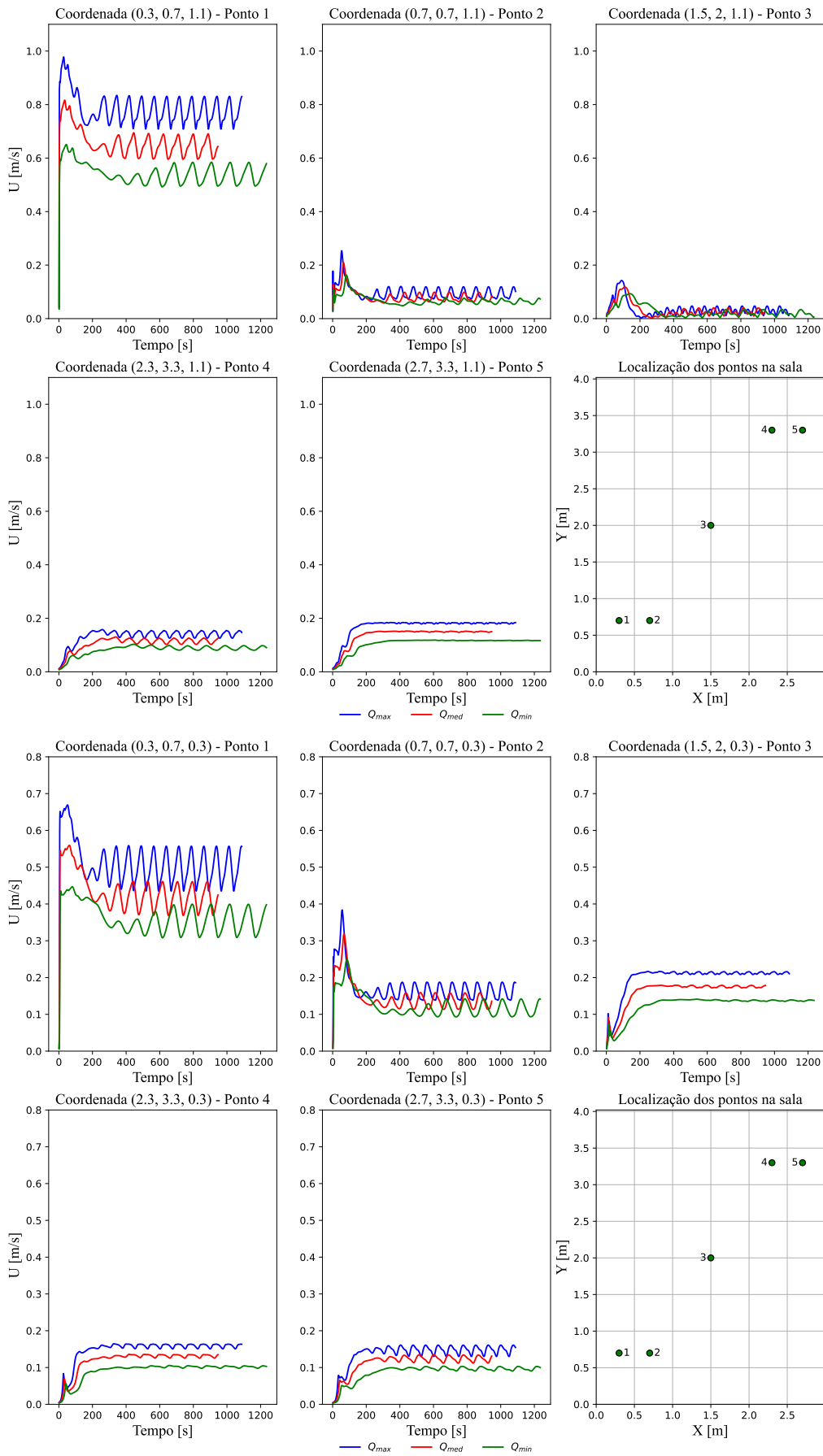


Figura C.2 – Séries temporais da magnitude da velocidade para o caso de estudo da SATEC.

### C.3 Caso de estudo da SATEC - Análise de convergência para os três caudais estacionários





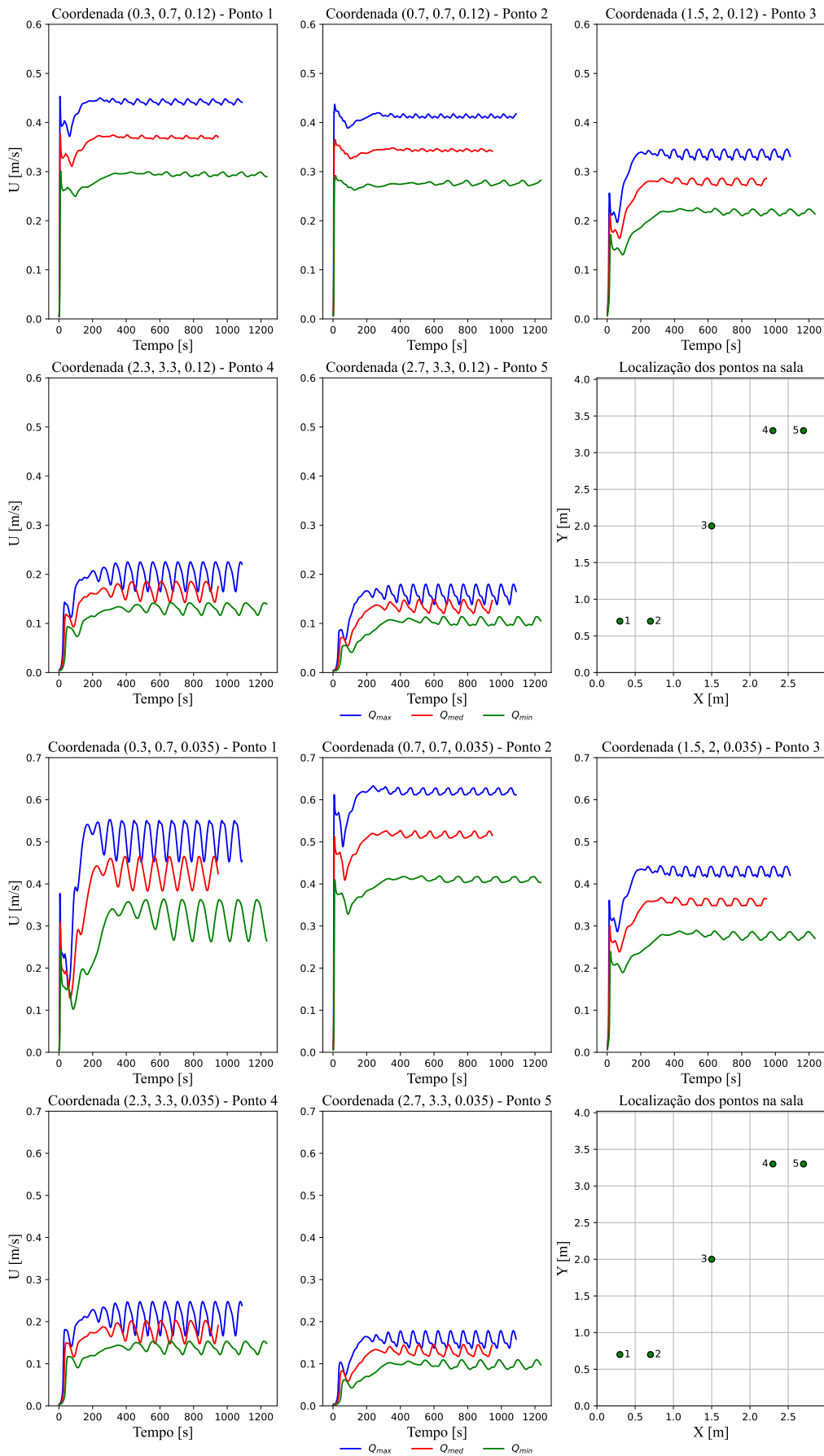
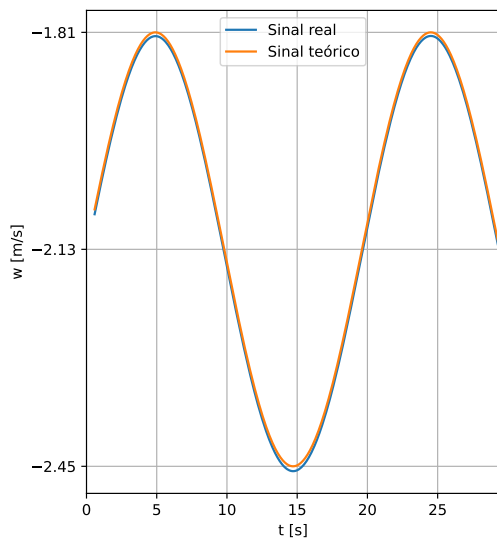
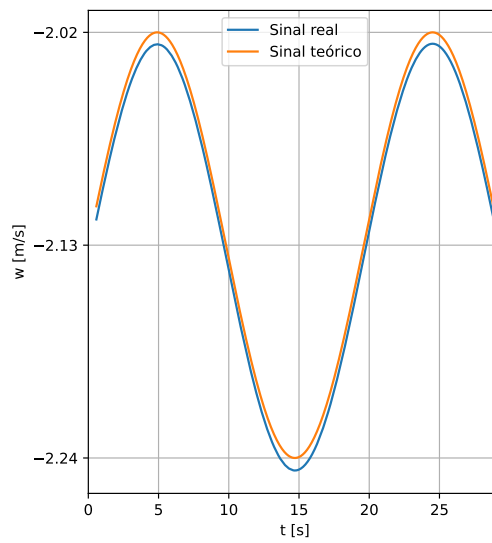


Figura C.3 – Séries temporais da magnitude da velocidade para os três caudais estacionários.

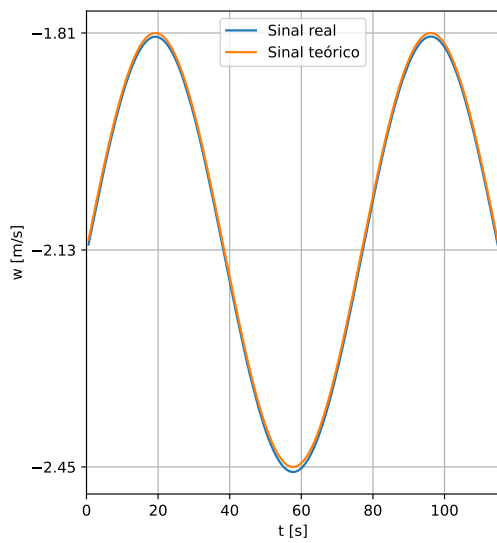
## C.4 Caso de estudo da SATEC - Sinais impostos nas simulações instacionárias



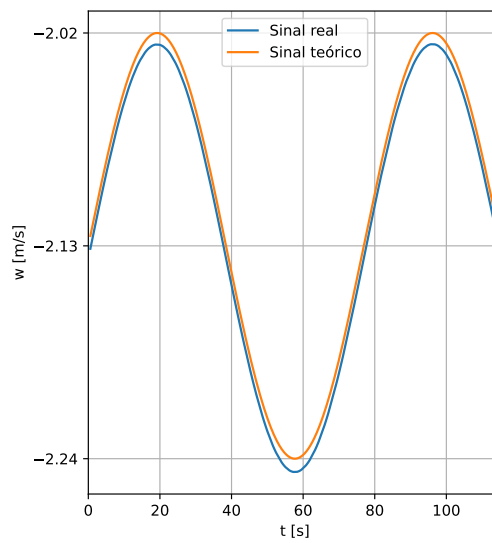
(a)  $f = 0.051$  Hz;  $A = 0.32$  m/s.



(b)  $f = 0.051$  Hz;  $A = 0.11$  m/s.

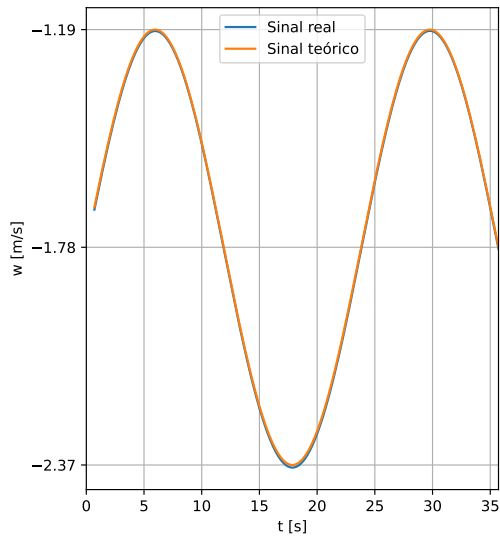


(c)  $f = 0.013$  Hz;  $A = 0.32$  m/s.

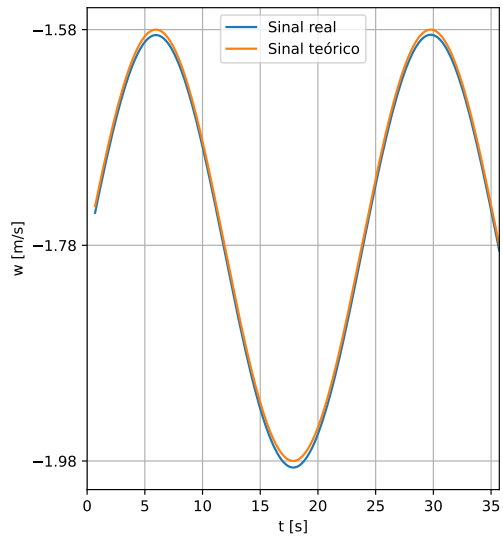


(d)  $f = 0.013$  Hz;  $A = 0.11$  m/s.

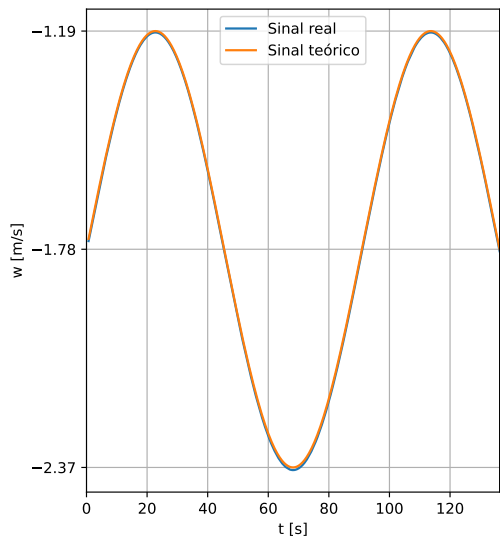
Figura C.4 – Sinais (real e teórico) simulados para a versão  $Q_{\max}$ .



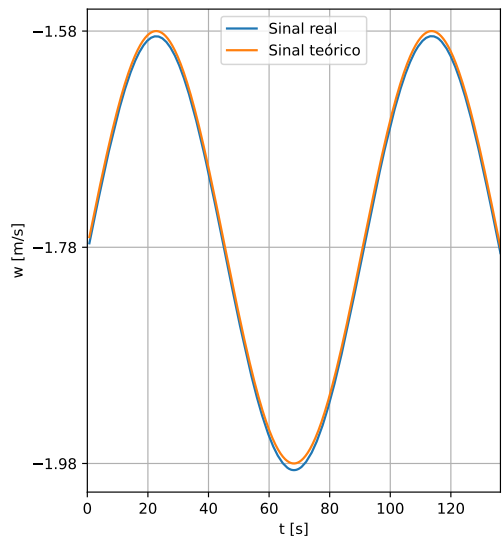
(a)  $f = 0.042$  Hz;  $A = 0.59$  m/s.



(b)  $f = 0.042$  Hz;  $A = 0.20$  m/s.

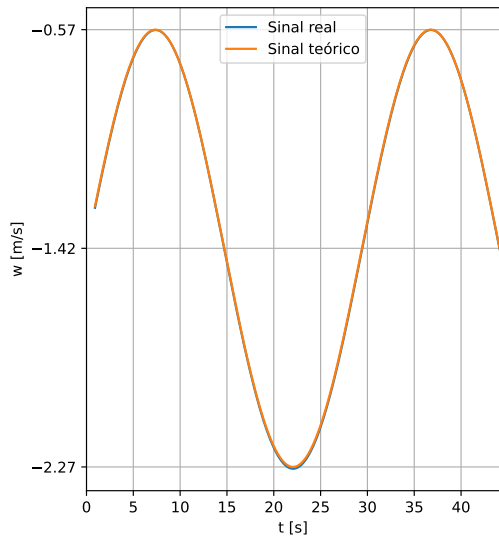


(c)  $f = 0.011$  Hz;  $A = 0.59$  m/s.

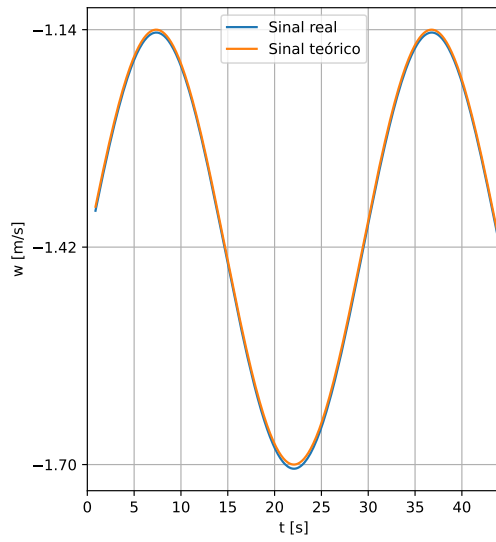


(d)  $f = 0.011$  Hz;  $A = 0.20$  m/s.

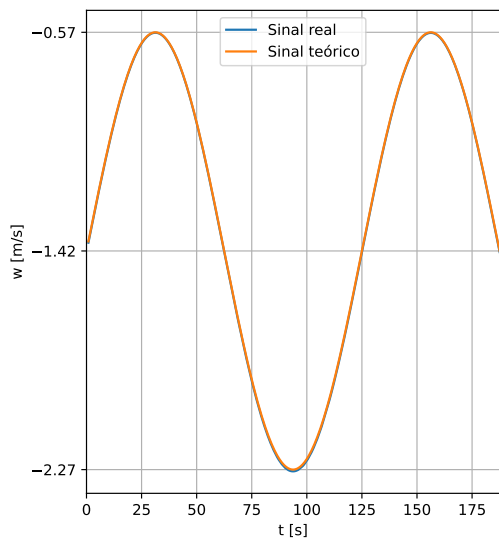
Figura C.5 – Sinais (real e teórico) simulados para a versão  $Q_{med}$ .



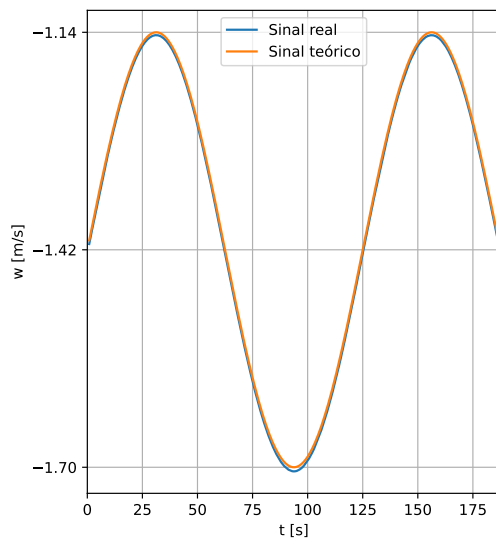
(a)  $f = 0.034$  Hz;  $A = 0.85$  m/s.



(b)  $f = 0.034$  Hz;  $A = 0.28$  m/s.



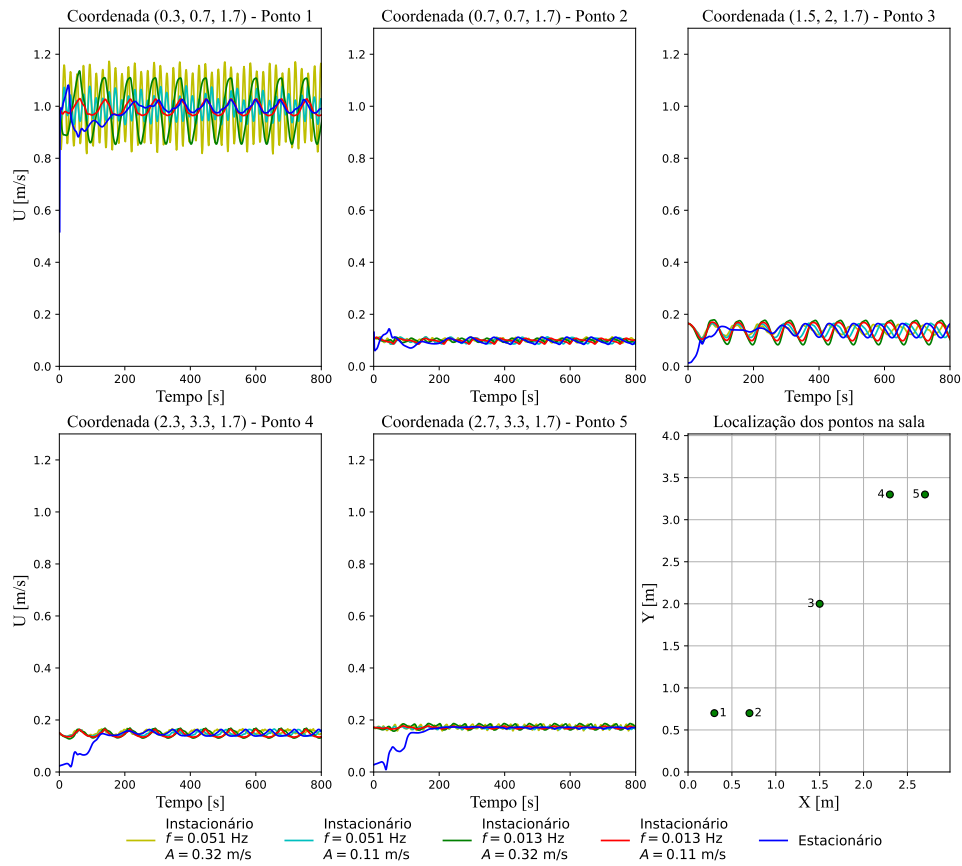
(c)  $f = 0.008$  Hz;  $A = 0.85$  m/s.

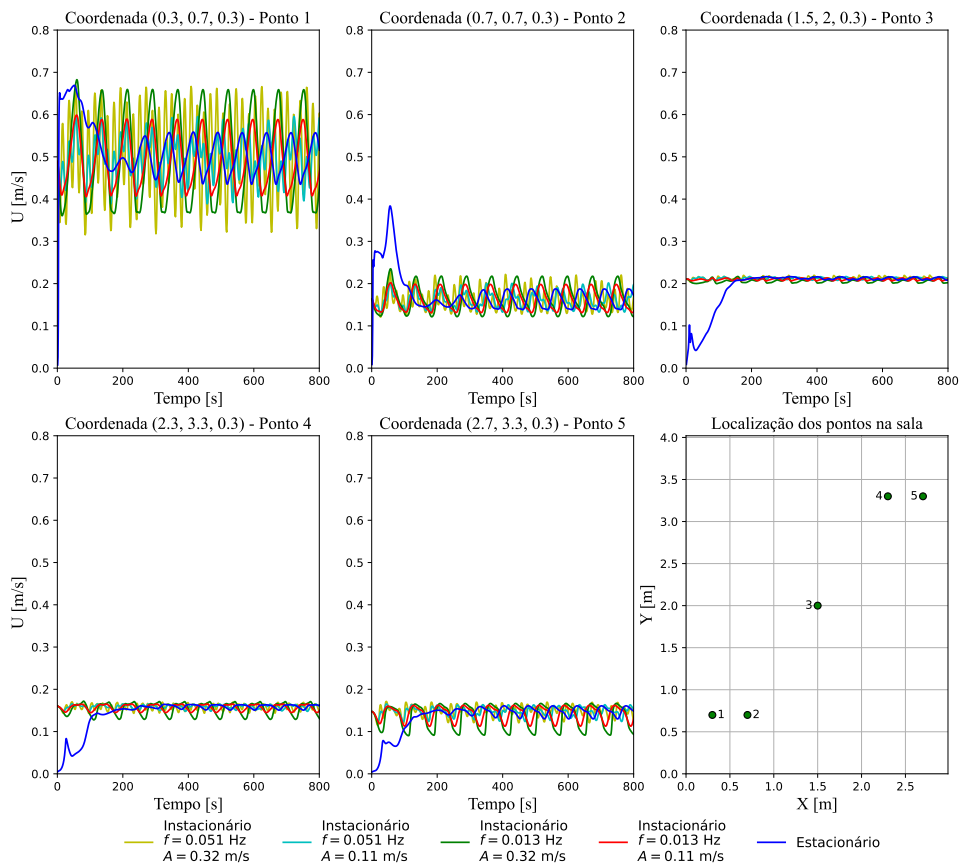
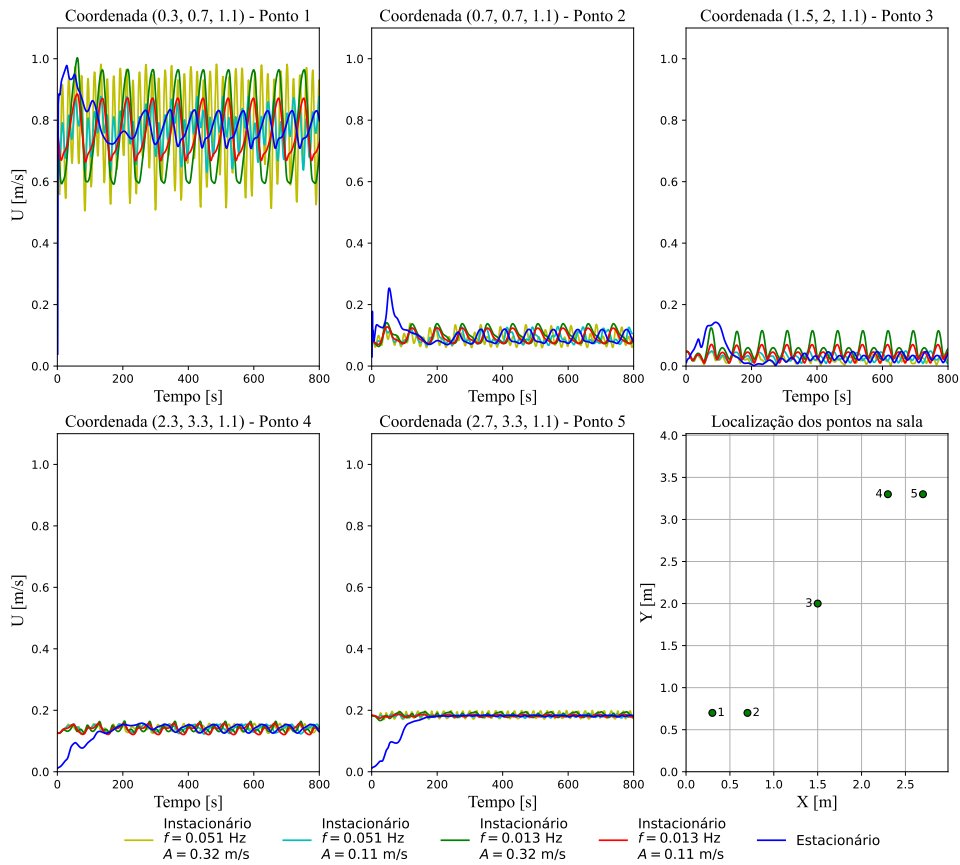


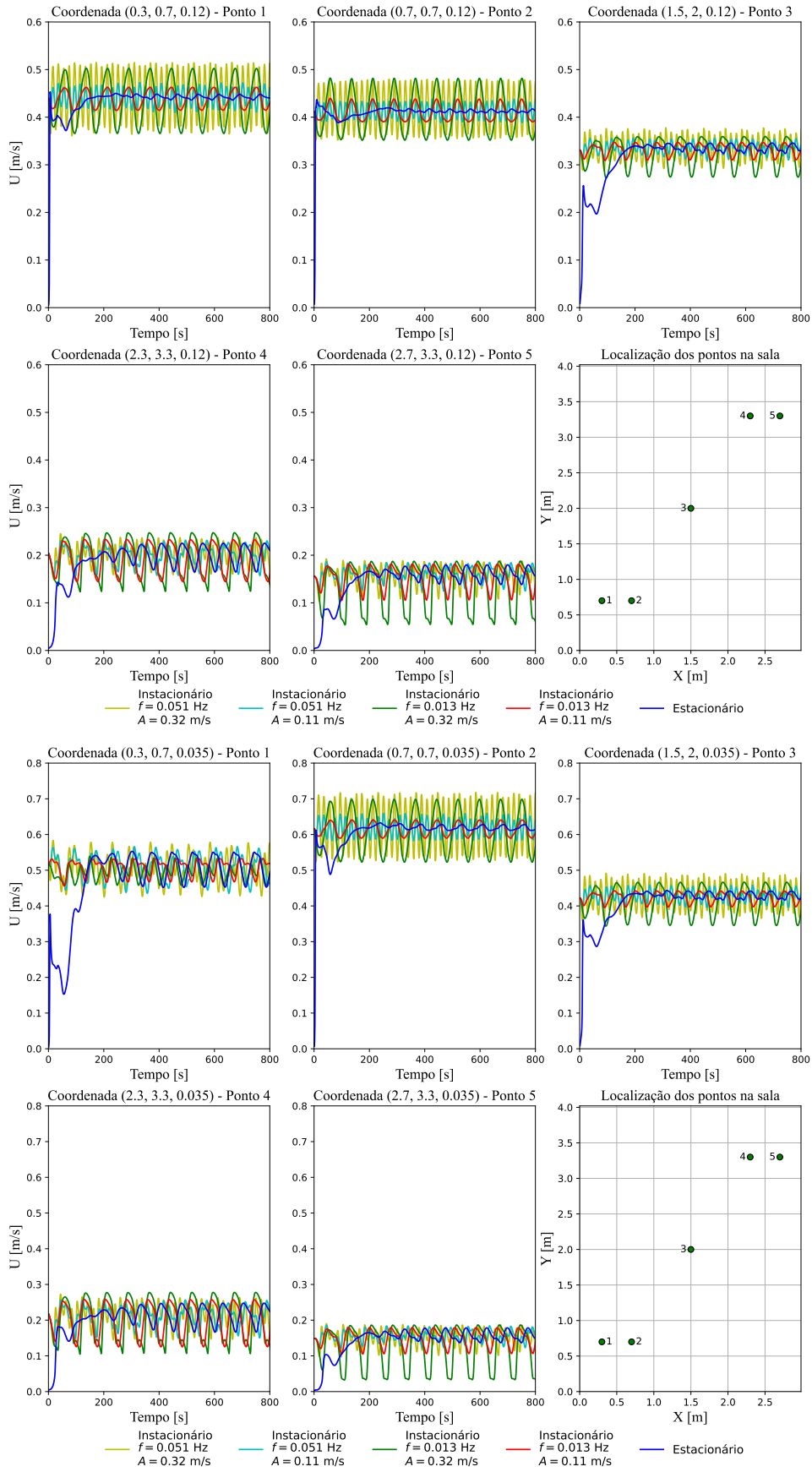
(d)  $f = 0.008$  Hz;  $A = 0.28$  m/s.

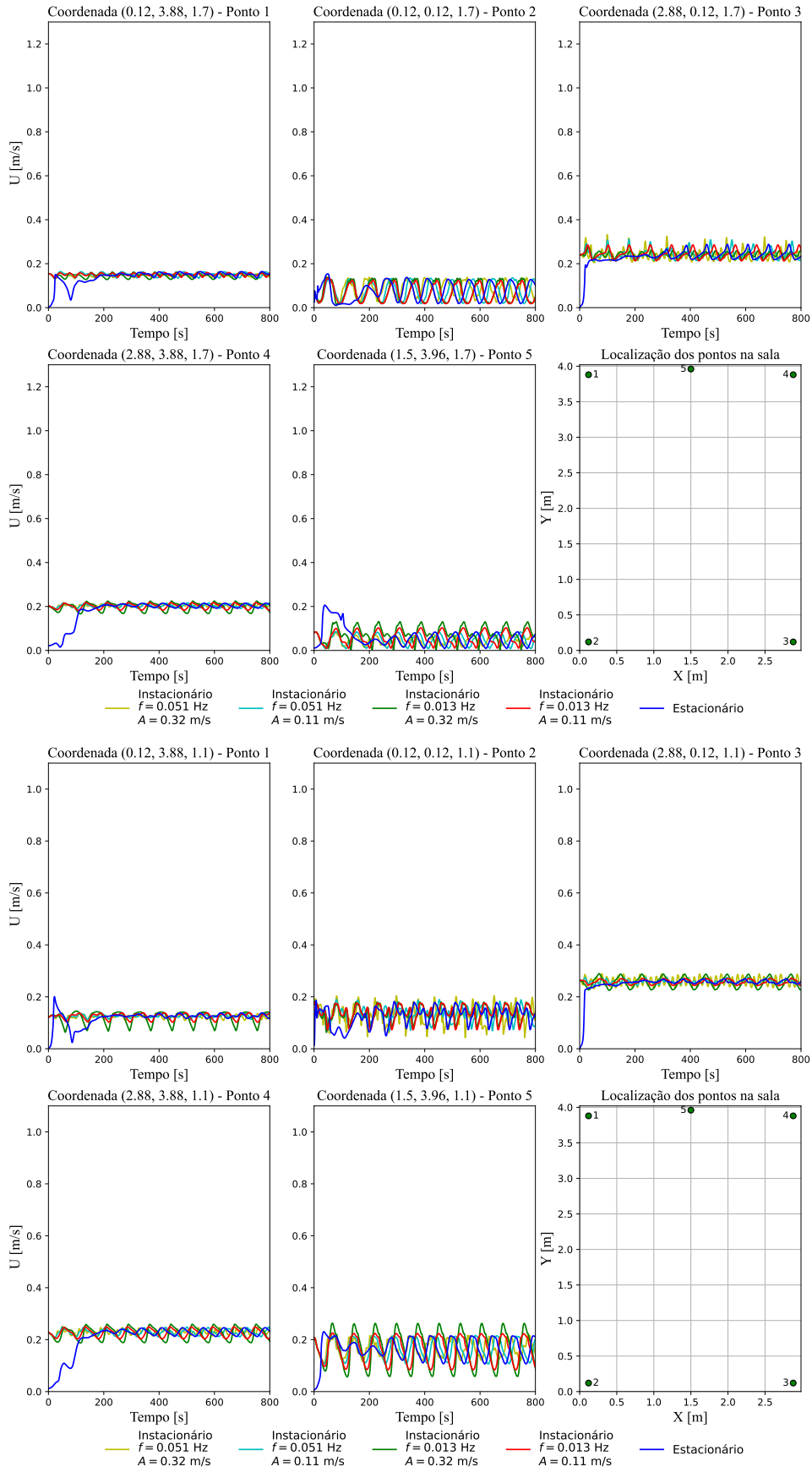
Figura C.6 – Sinais (real e teórico) simulados para a versão  $Q_{\min}$ .

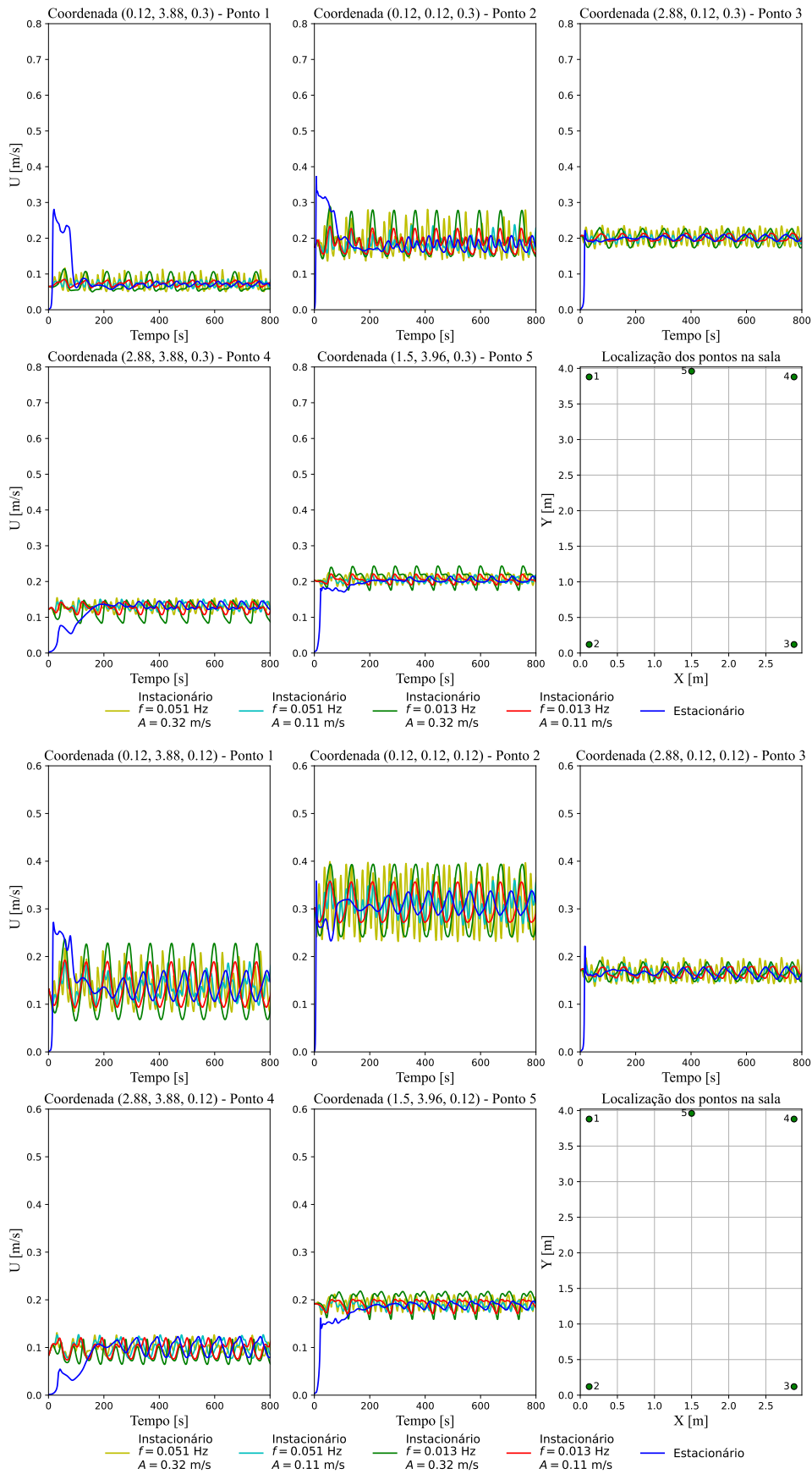
### C.5 Caso de estudo da SATEC - Séries temporais da magnitude da velocidade para os casos instacionários de caudal médio de entrada igual a $Q_{max}$

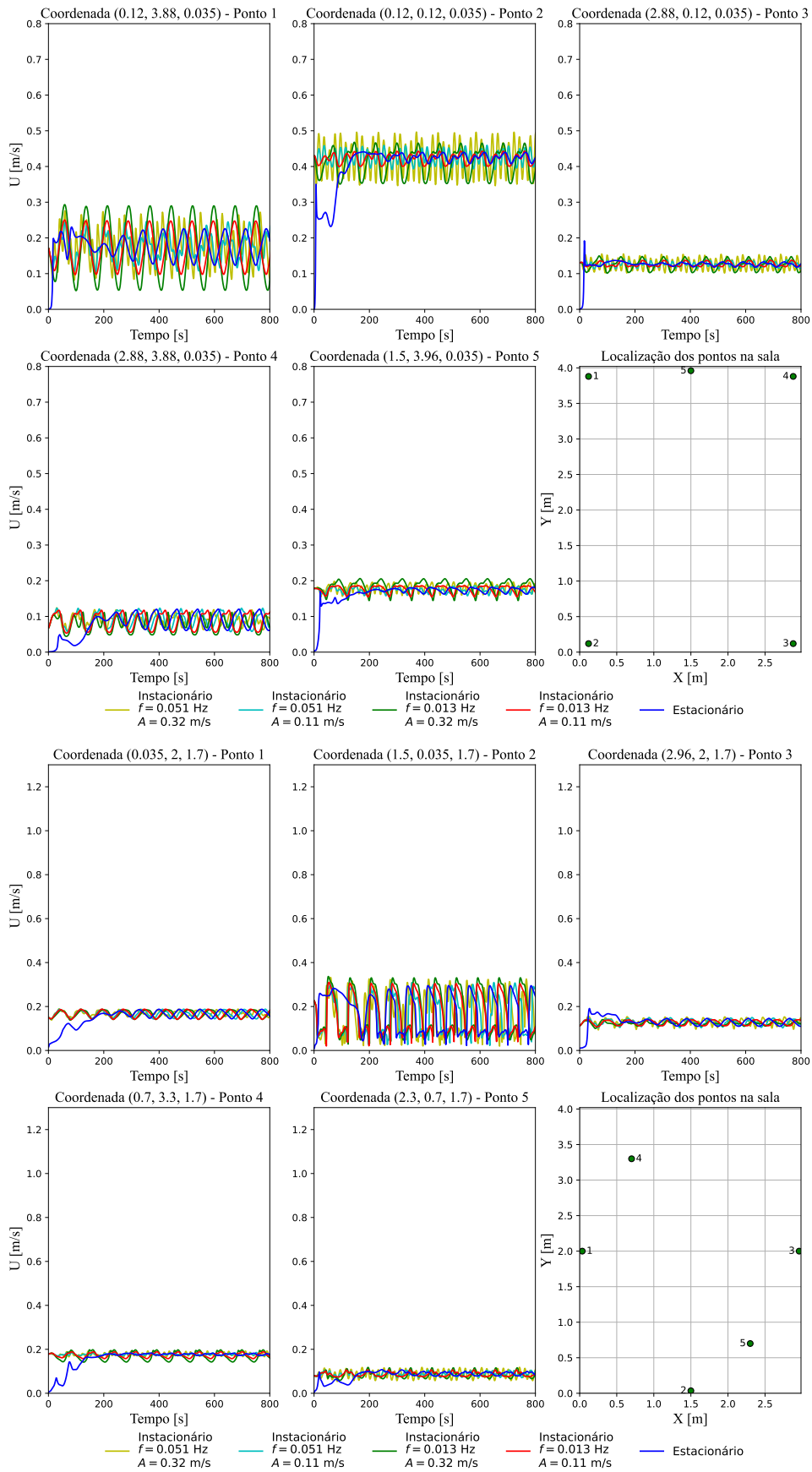


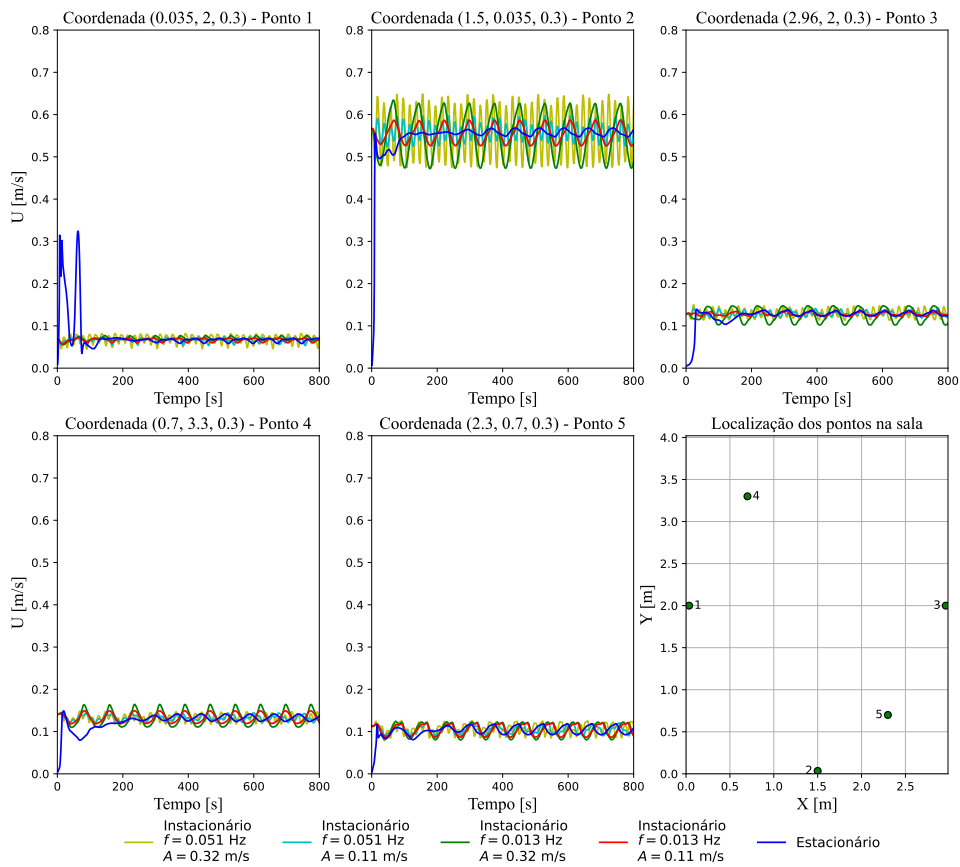
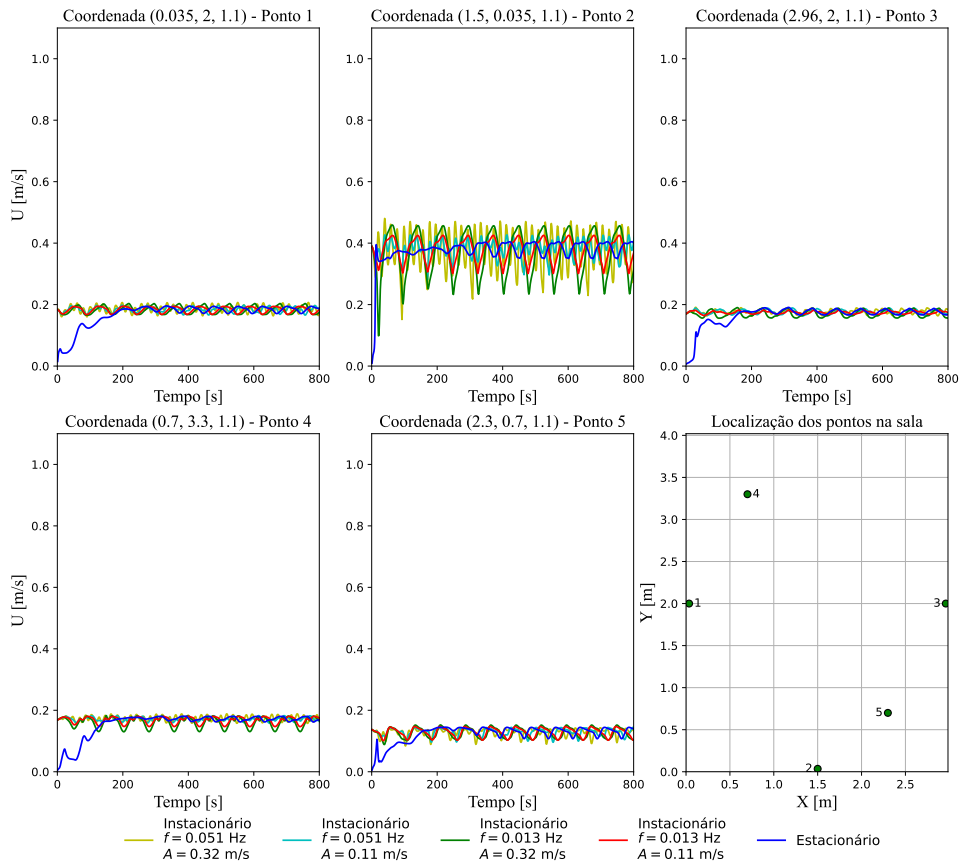












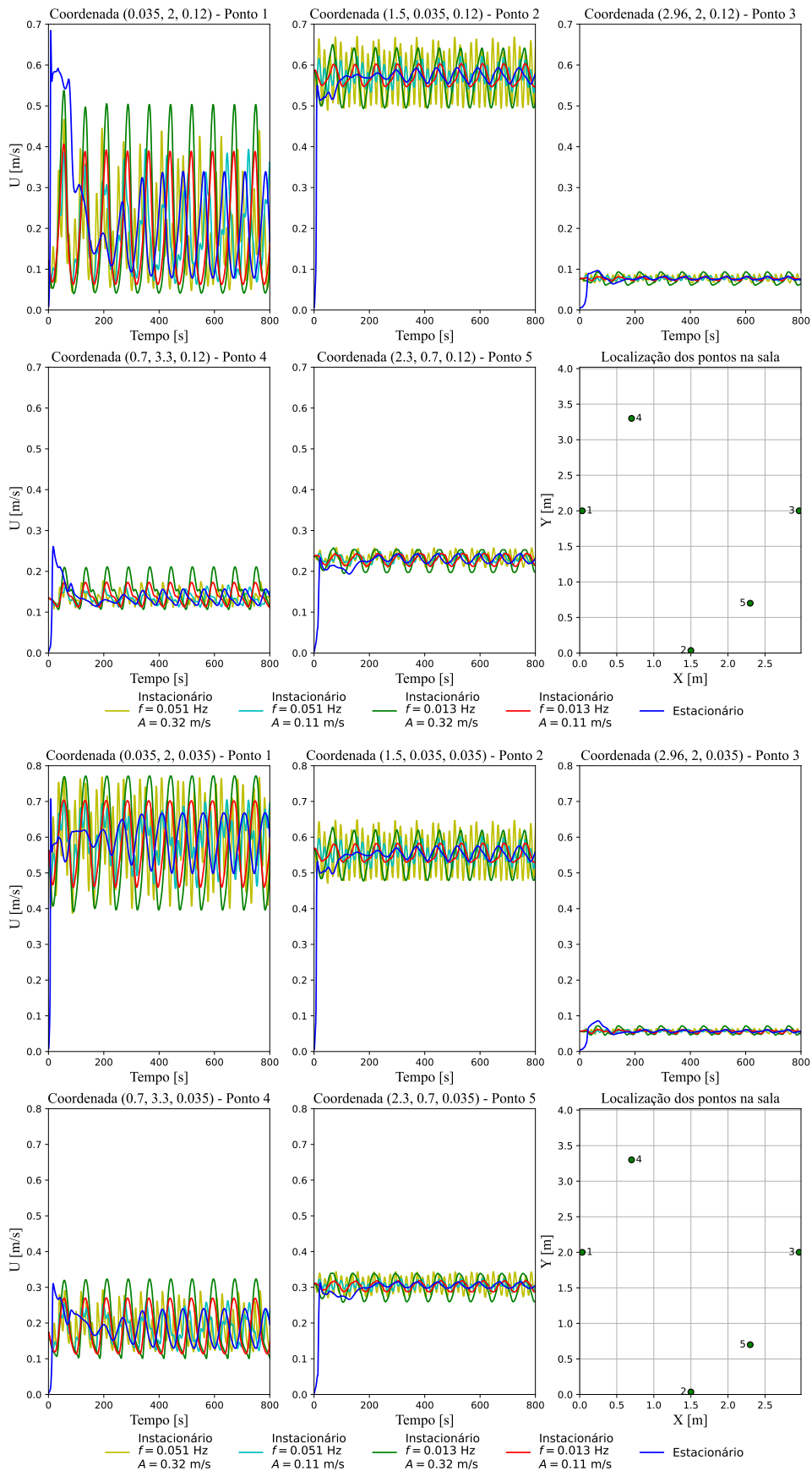
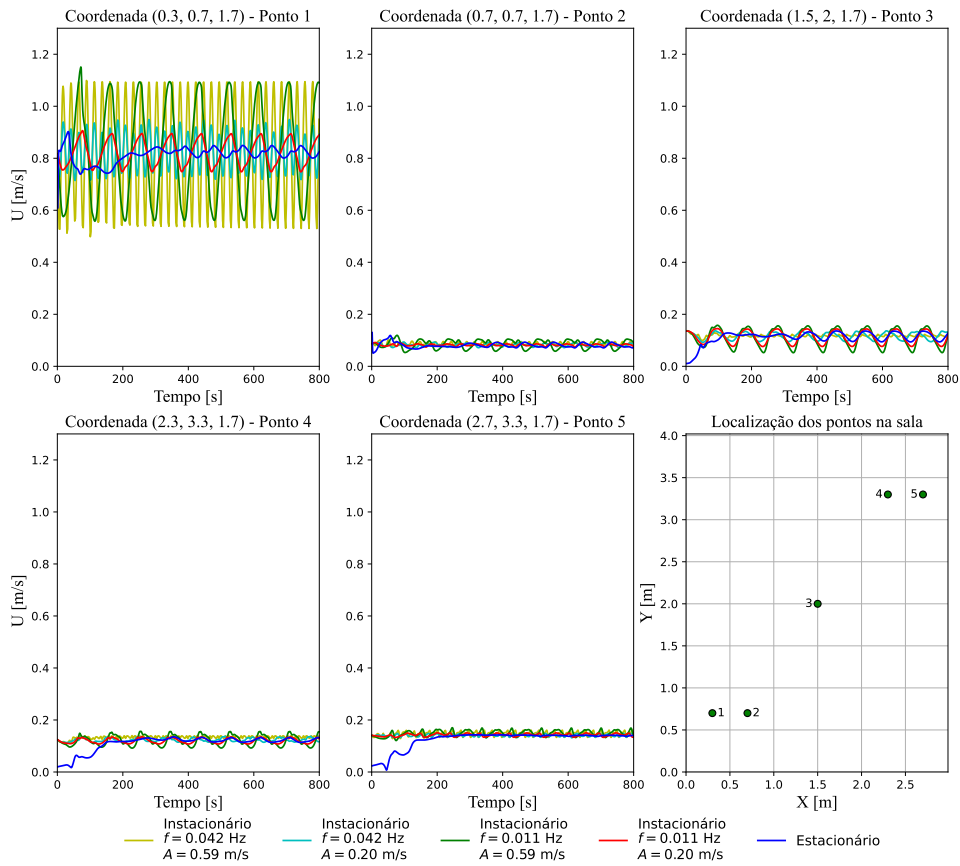
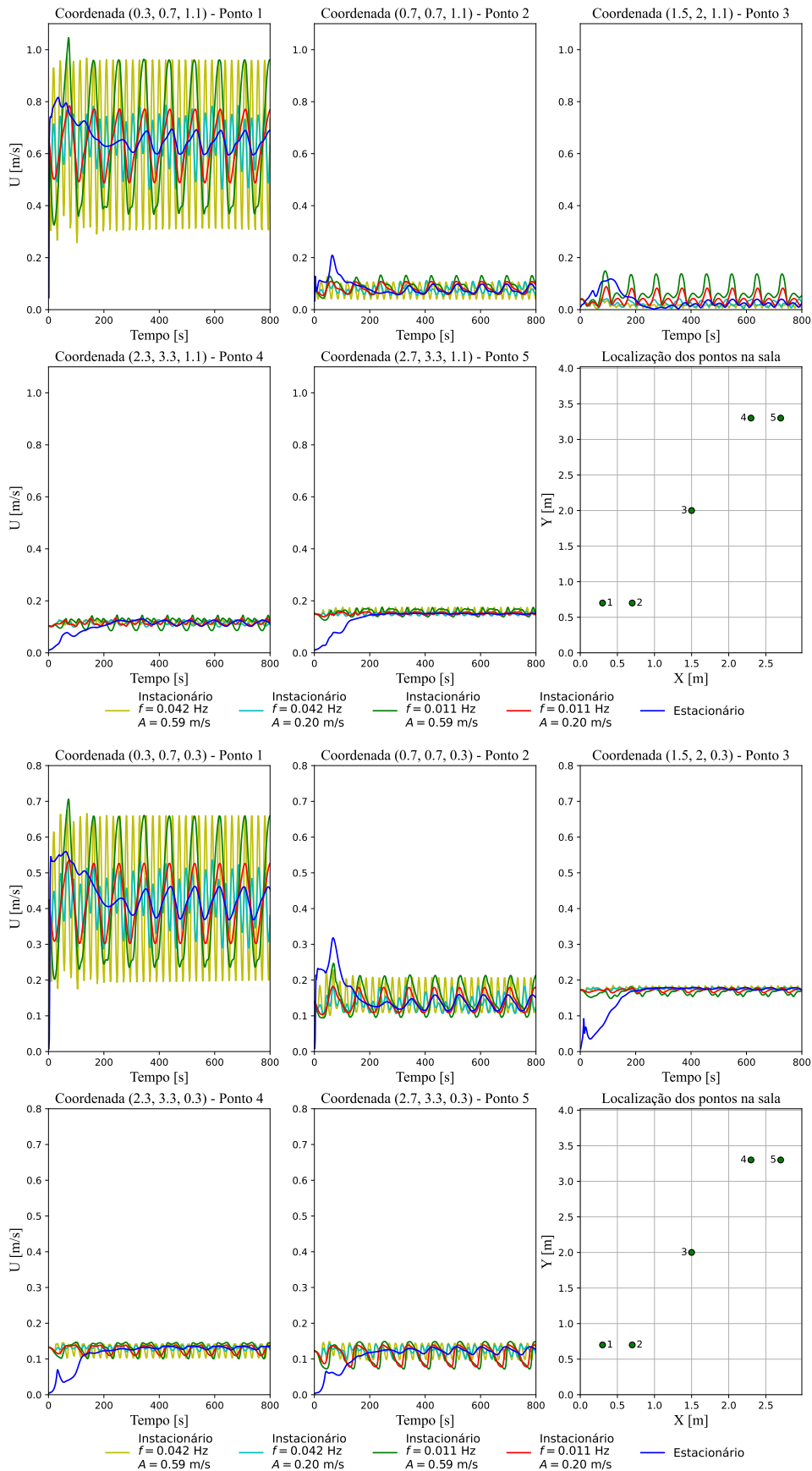
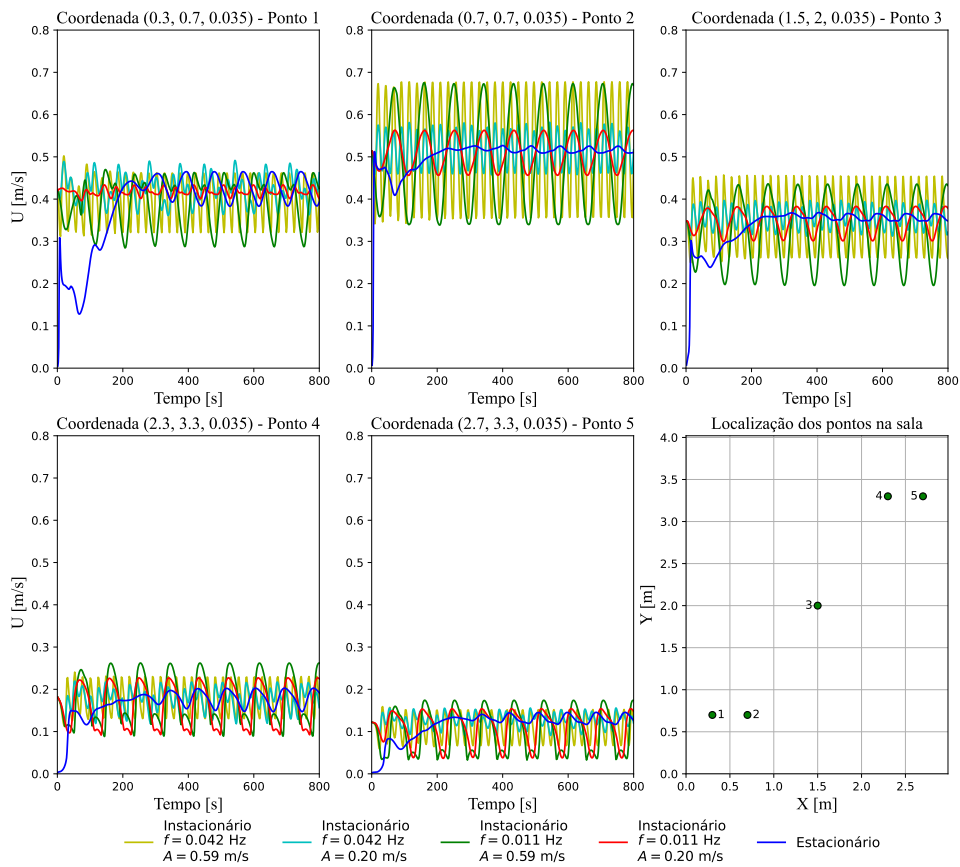
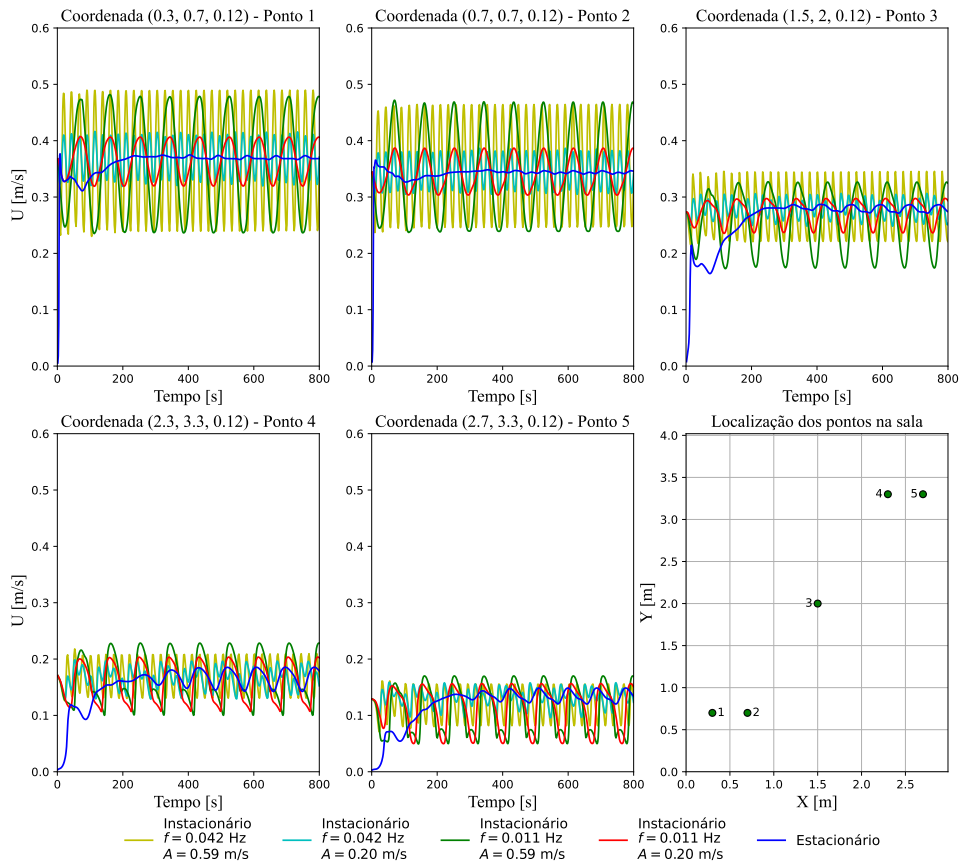


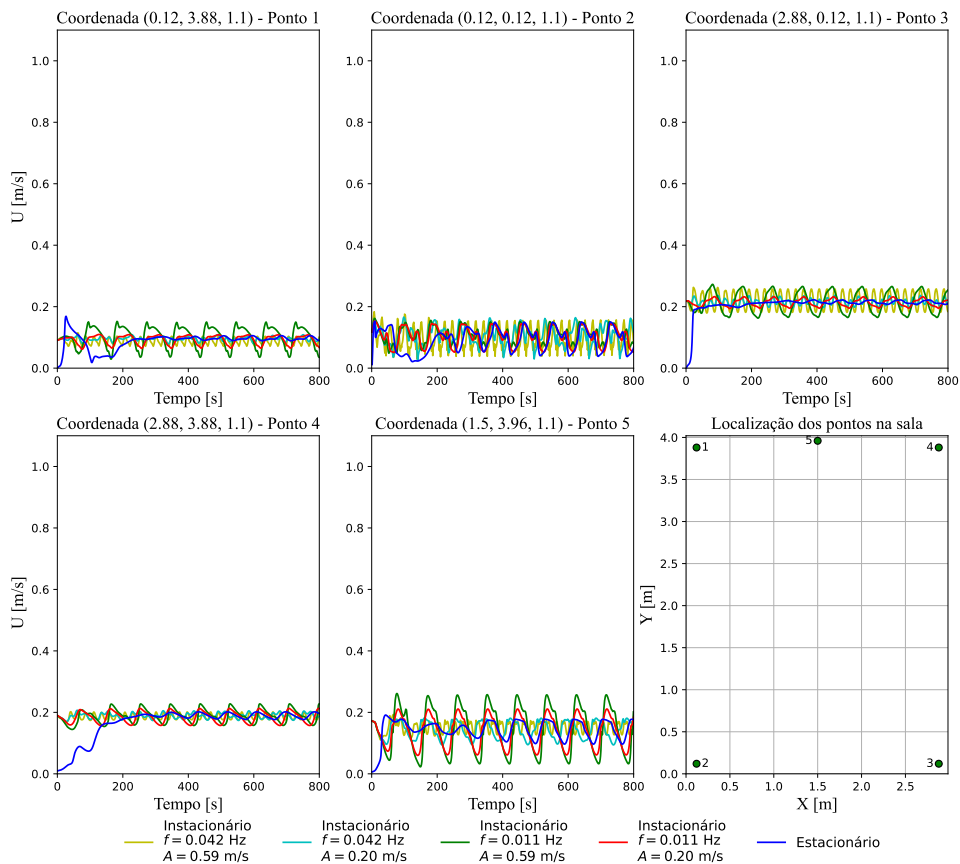
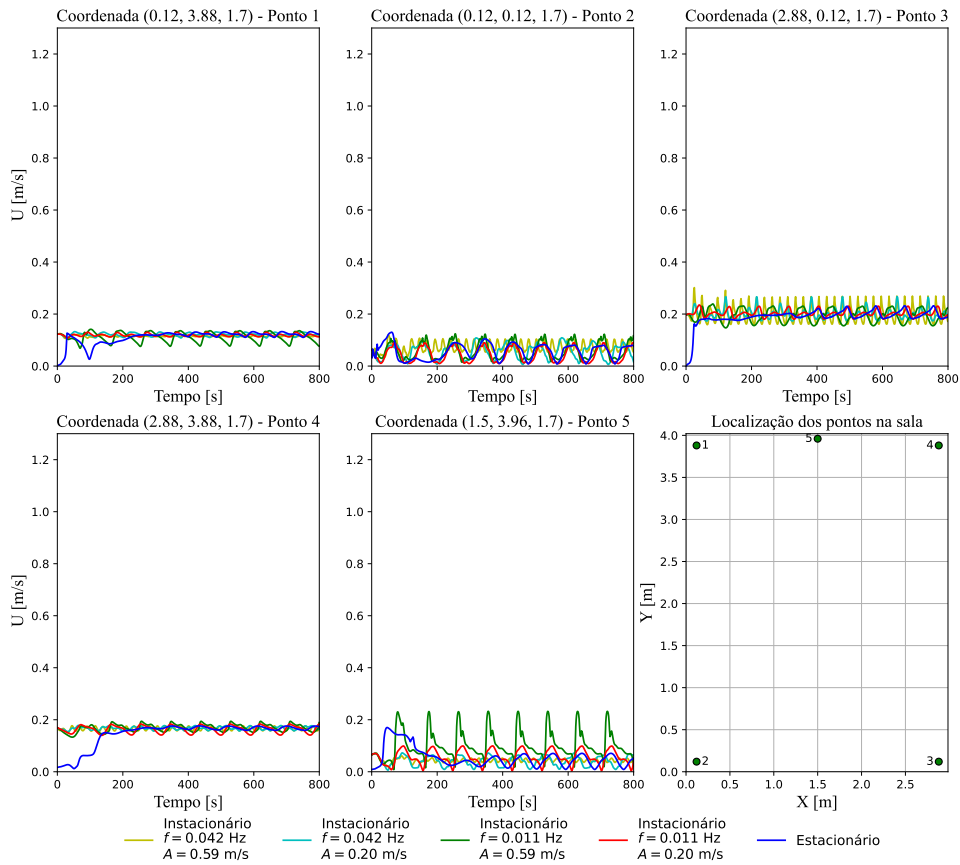
Figura C.7 – Séries temporais da magnitude da velocidade para os casos instacionários de caudal médio igual a  $Q_{max}$ .

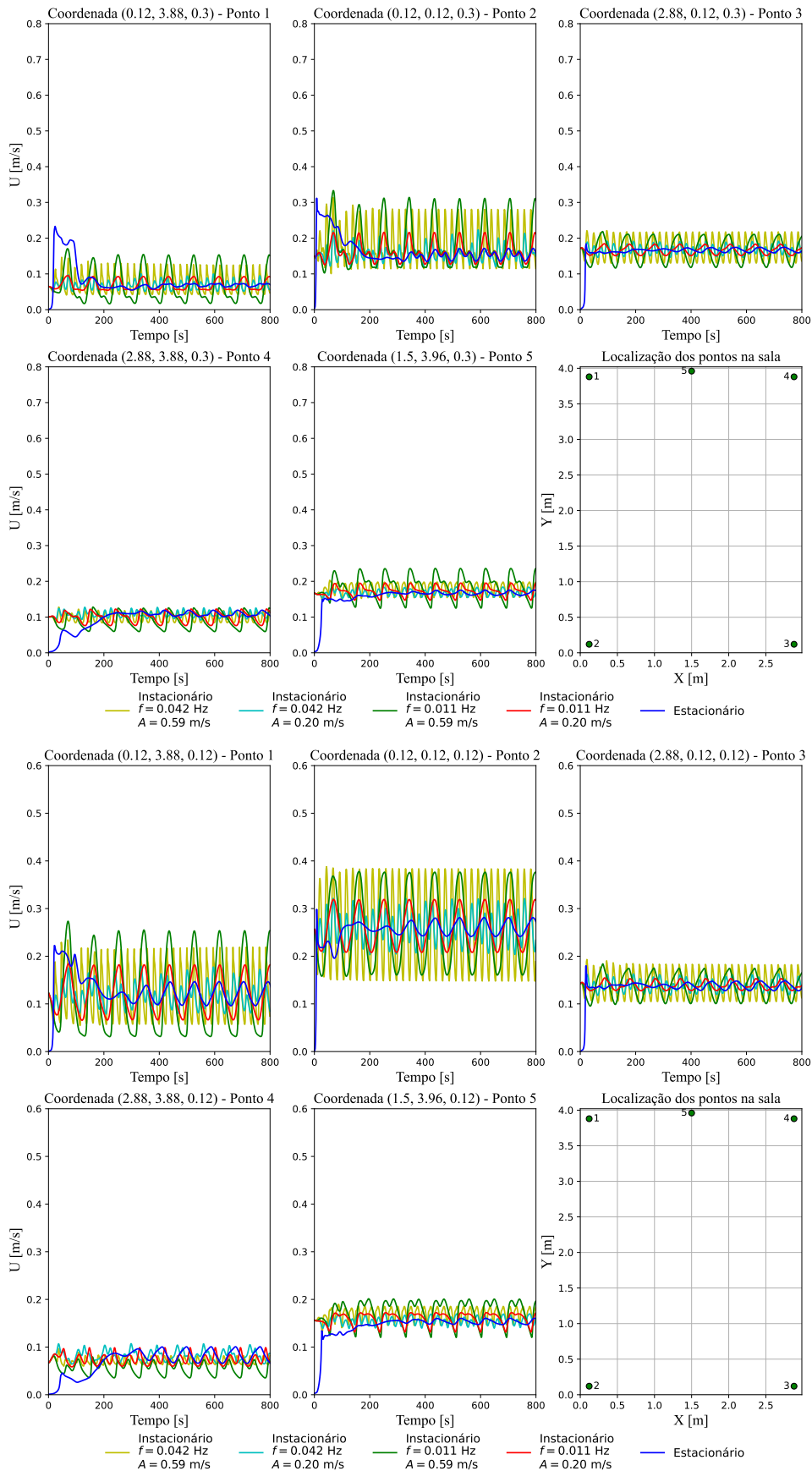
### C.6 Caso de estudo da SATEC - Séries temporais da magnitude da velocidade para os casos instacionários de caudal médio de entrada igual a $Q_{med}$

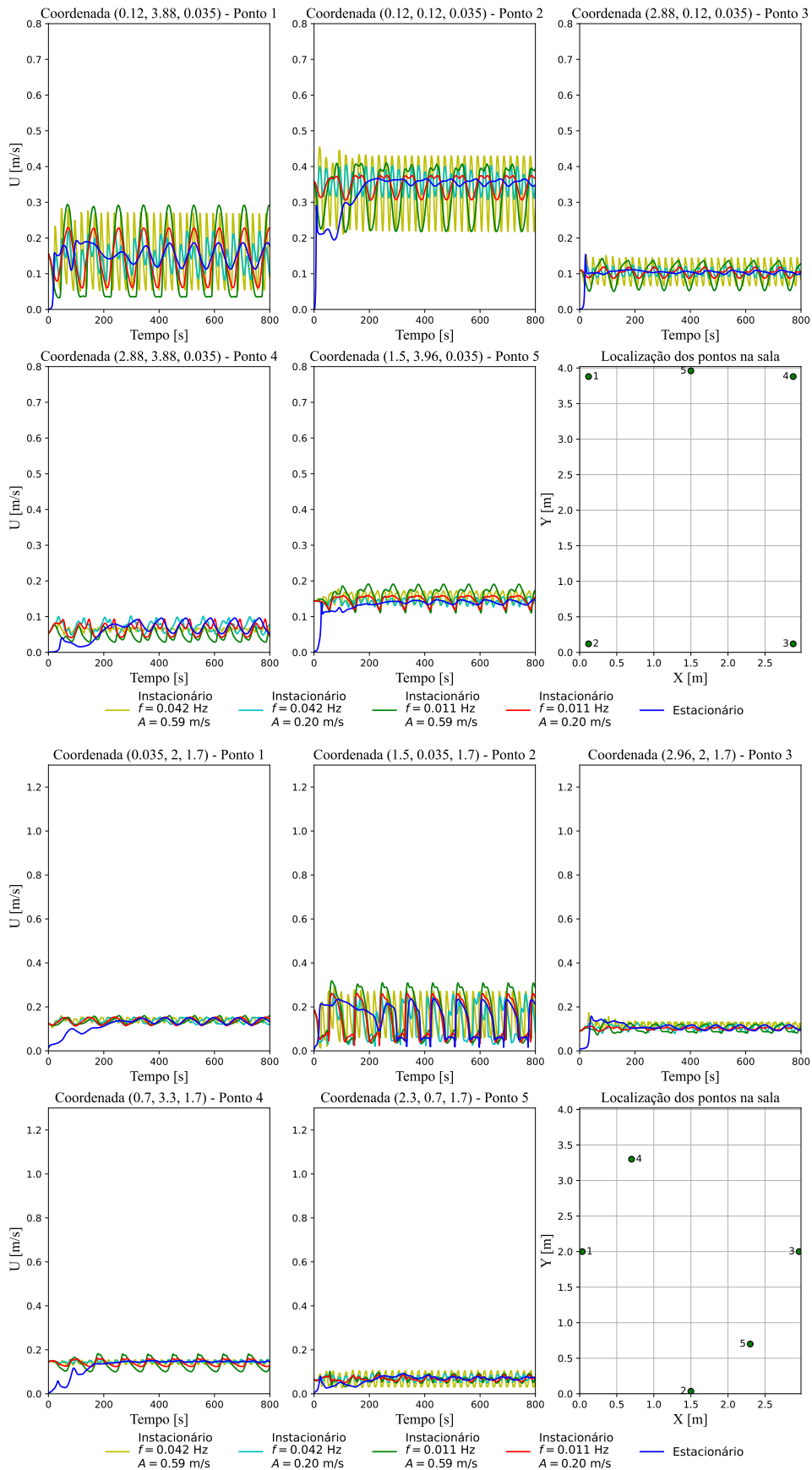














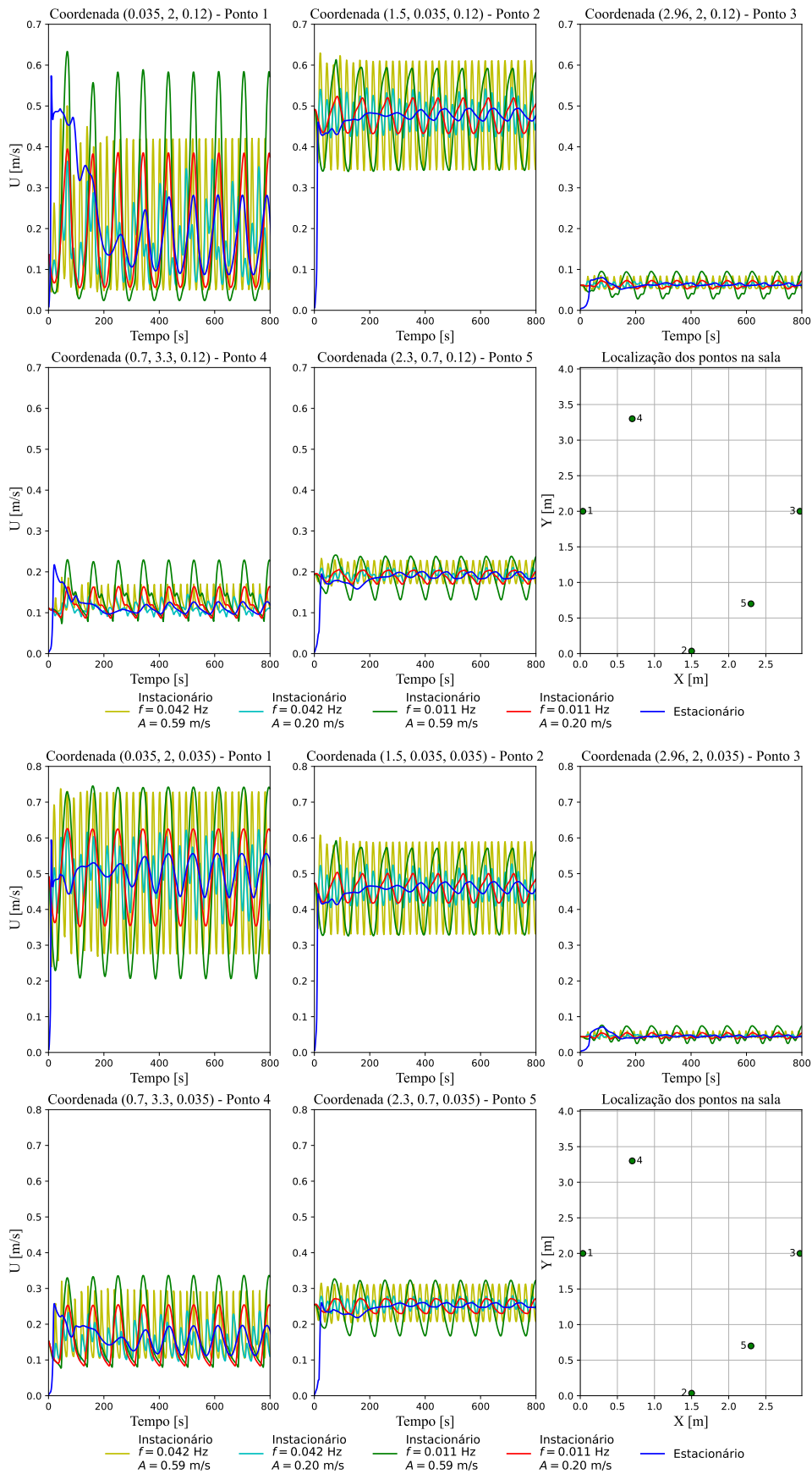
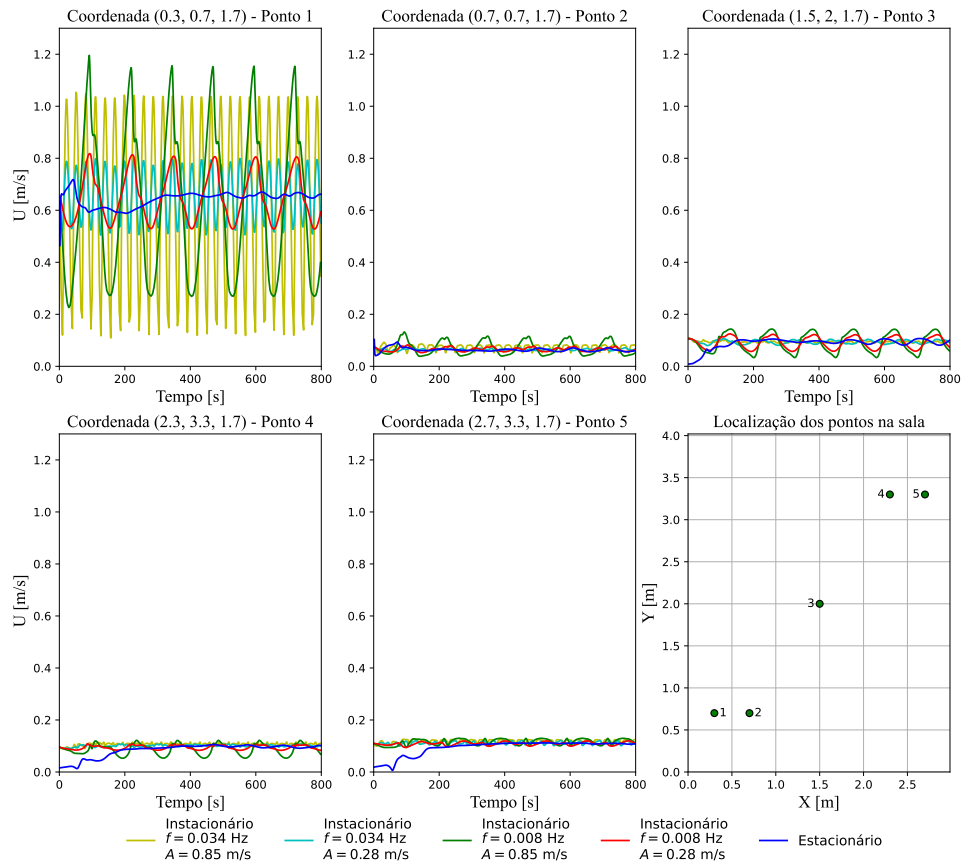
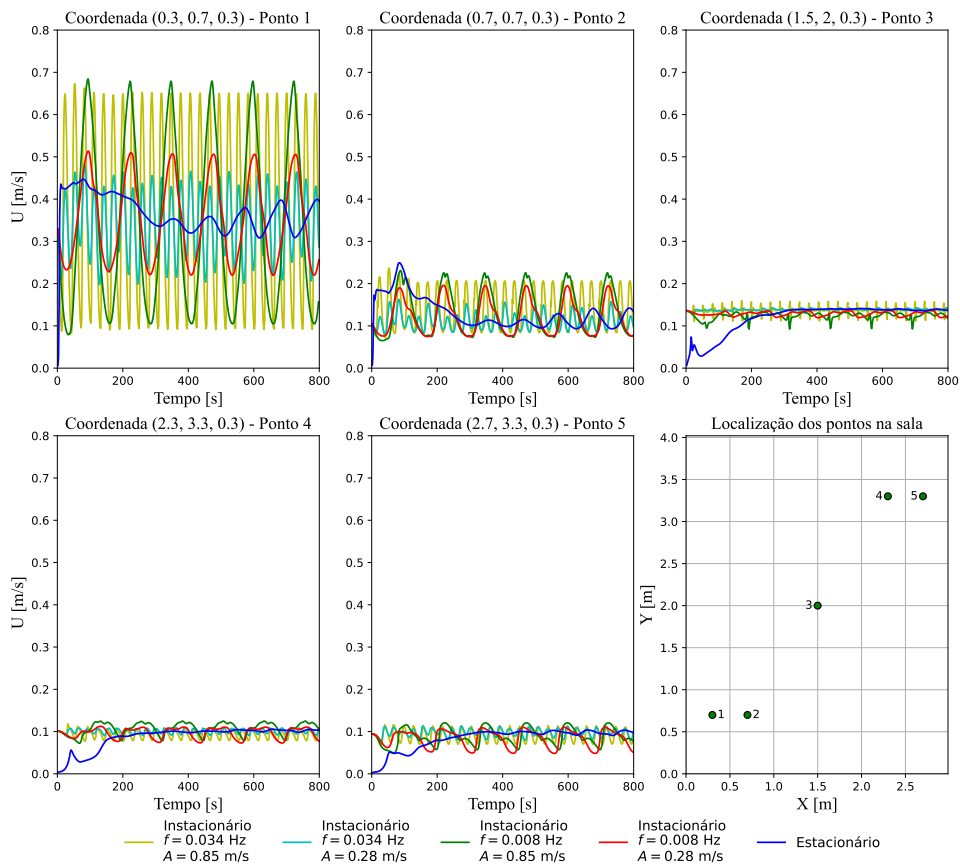
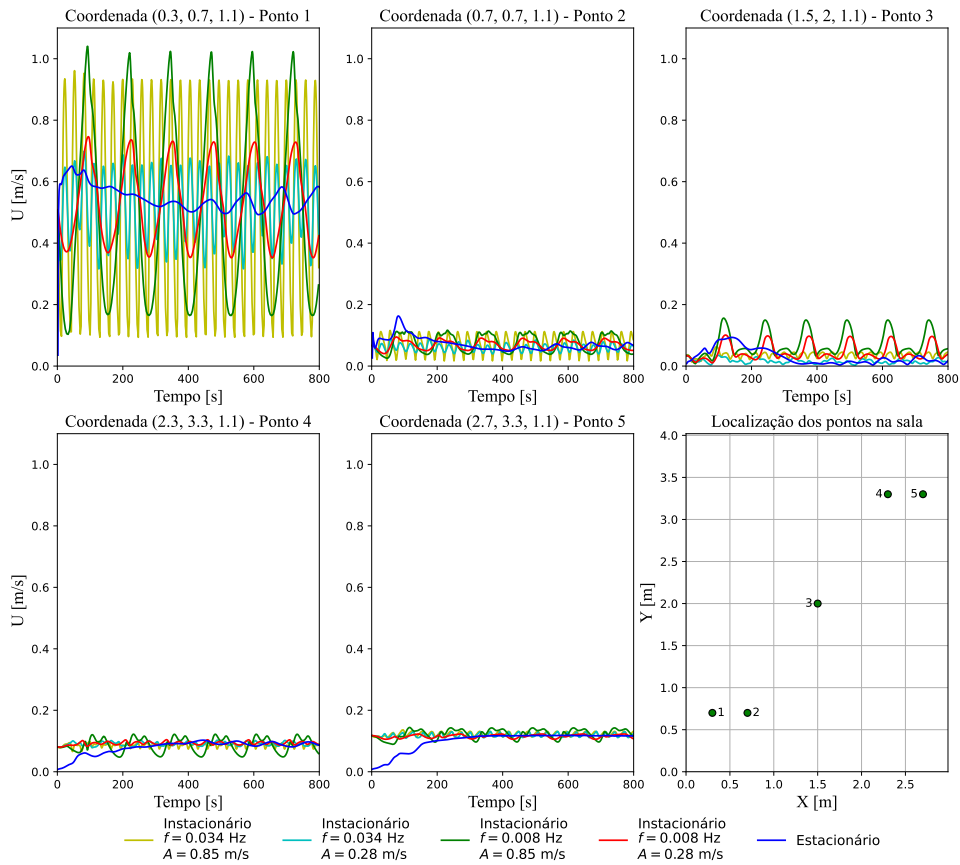
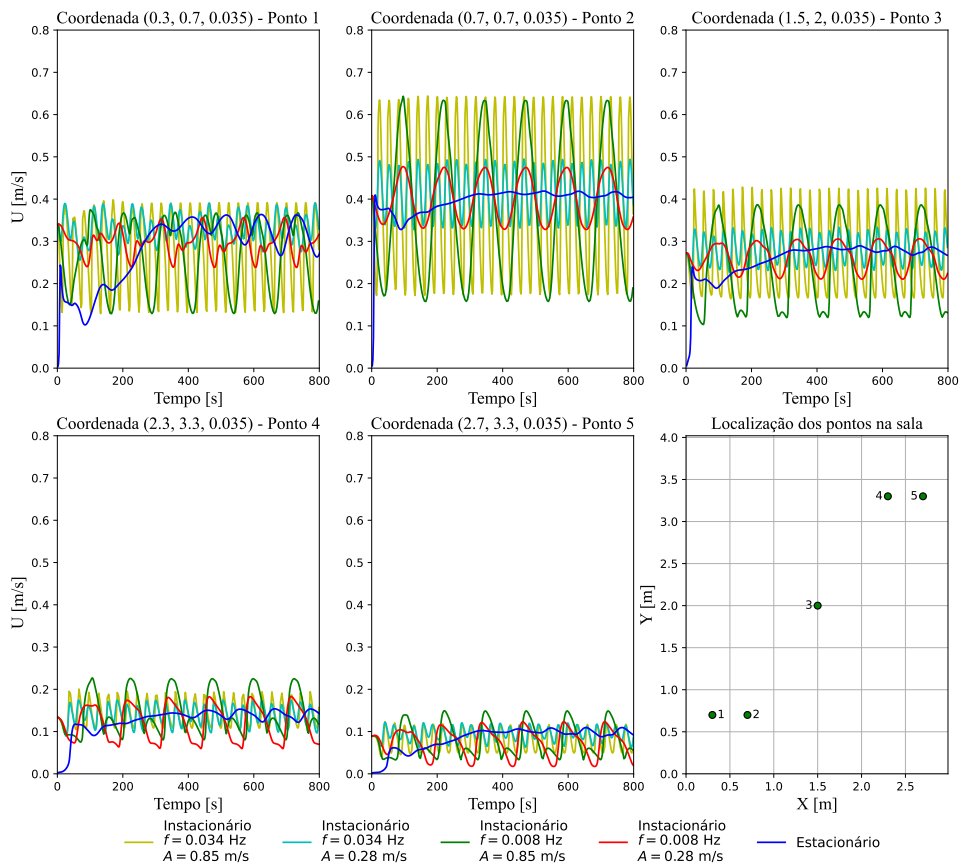
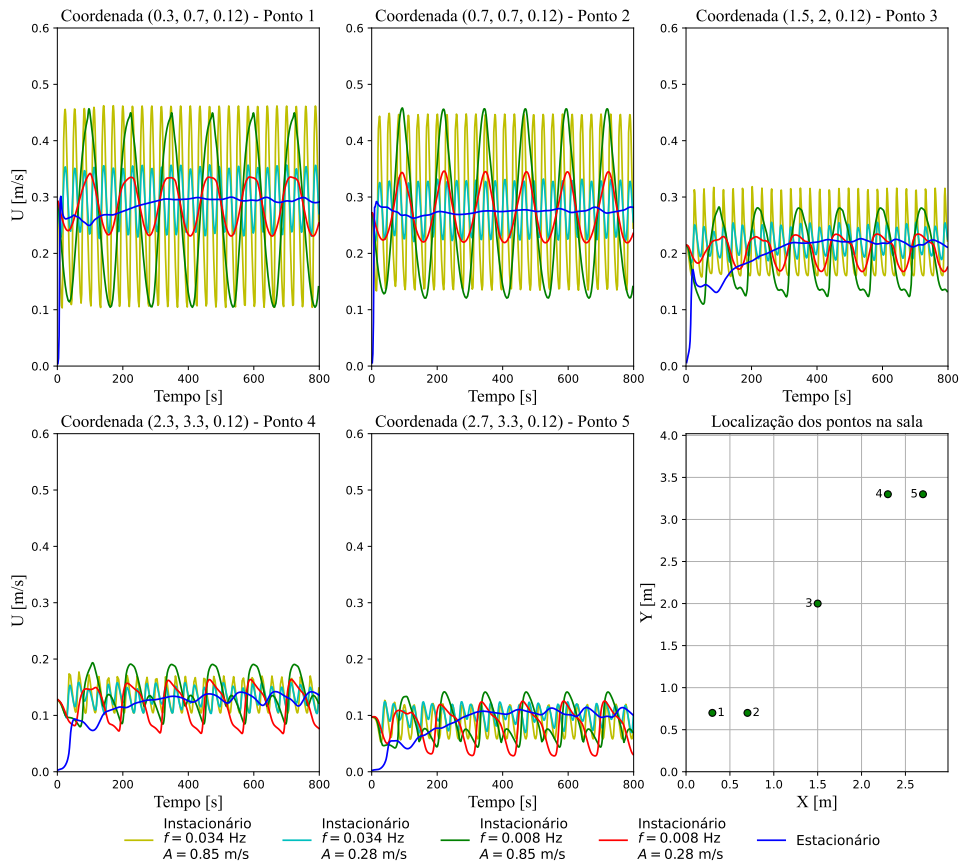


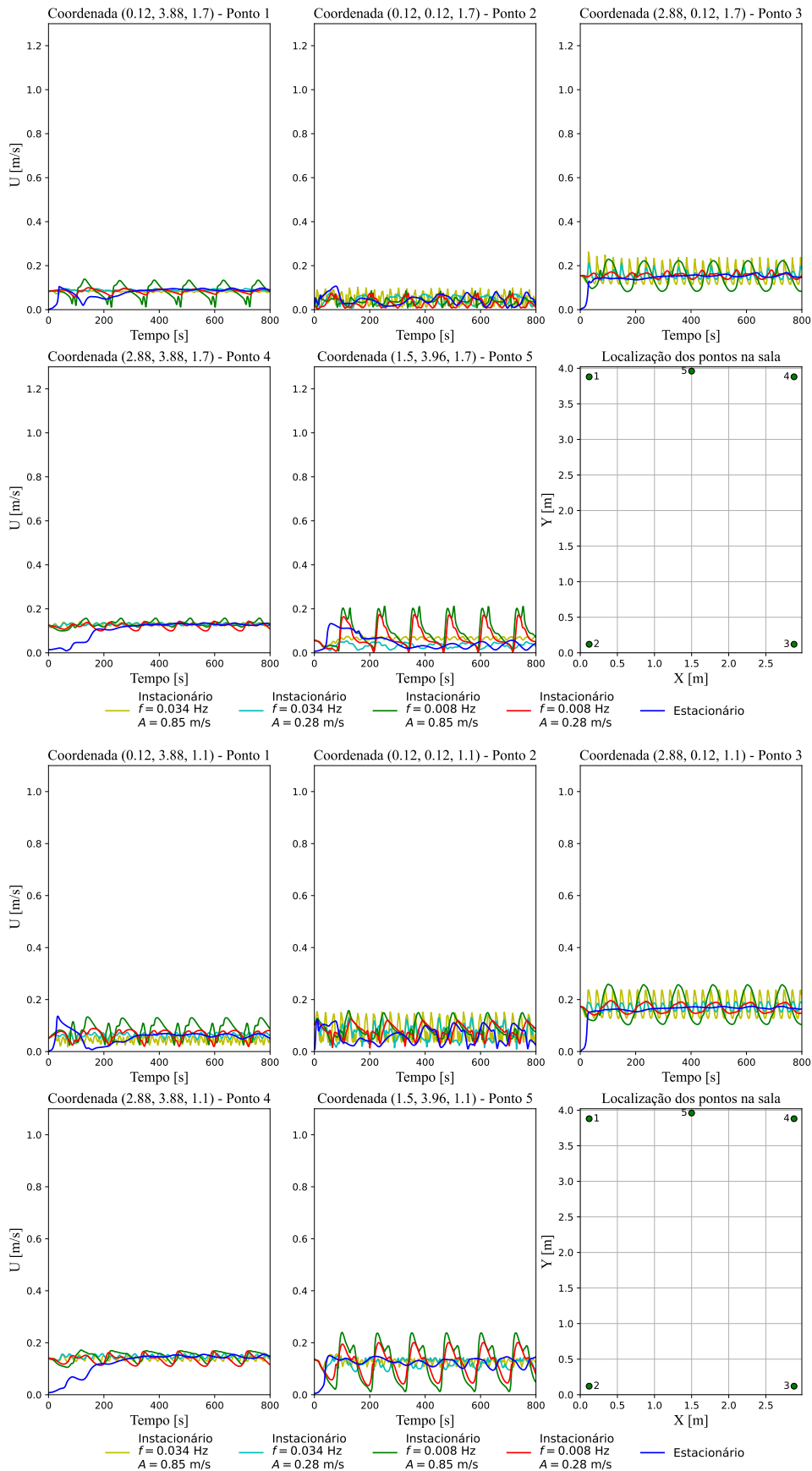
Figura C.8 – Séries temporais da magnitude da velocidade para os casos instacionários de caudal médio de entrada igual a  $Q_{med}$ .

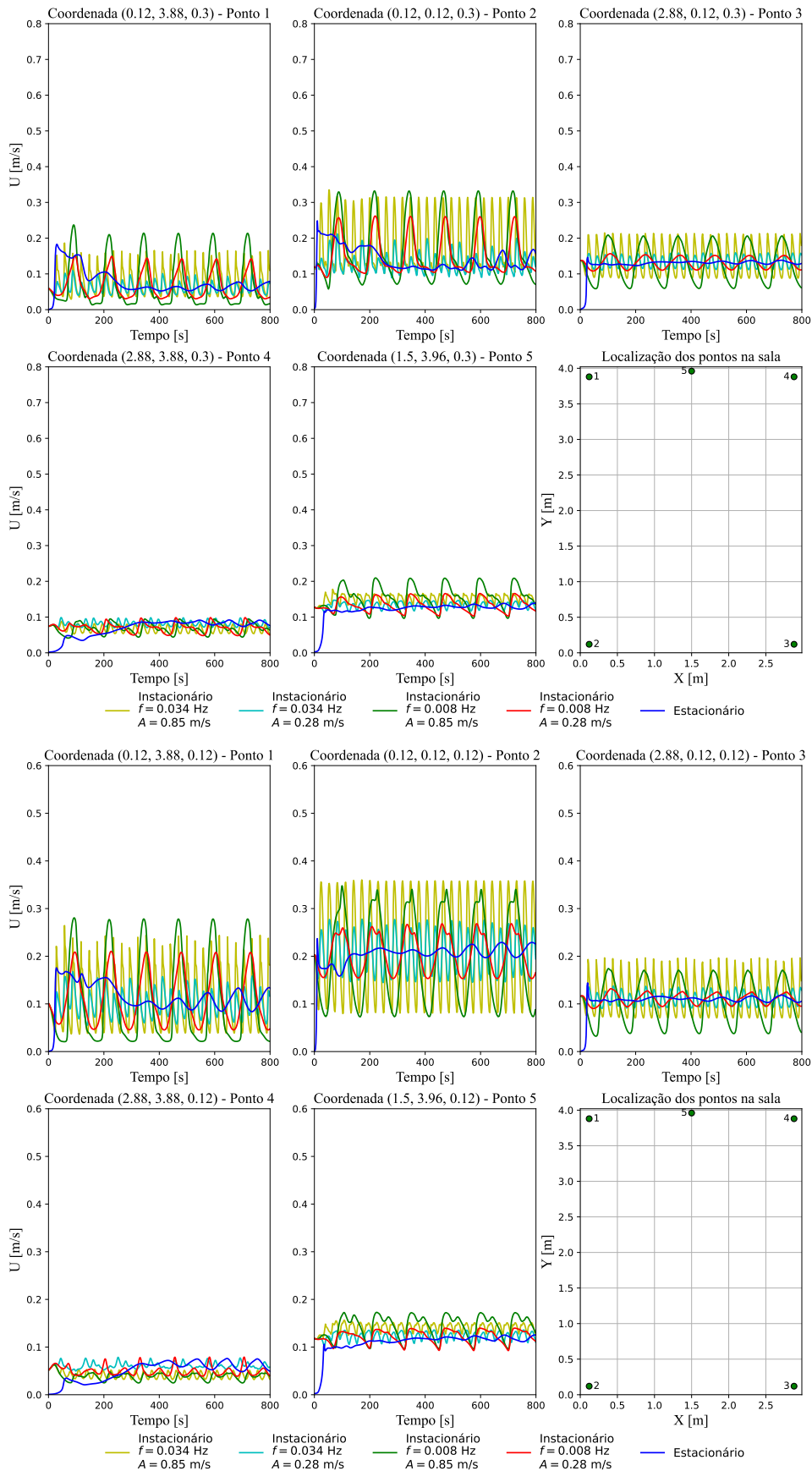
### C.7 Caso de estudo da SATEC - Séries temporais da magnitude da velocidade para os casos instacionários de caudal médio de entrada igual a $Q_{min}$

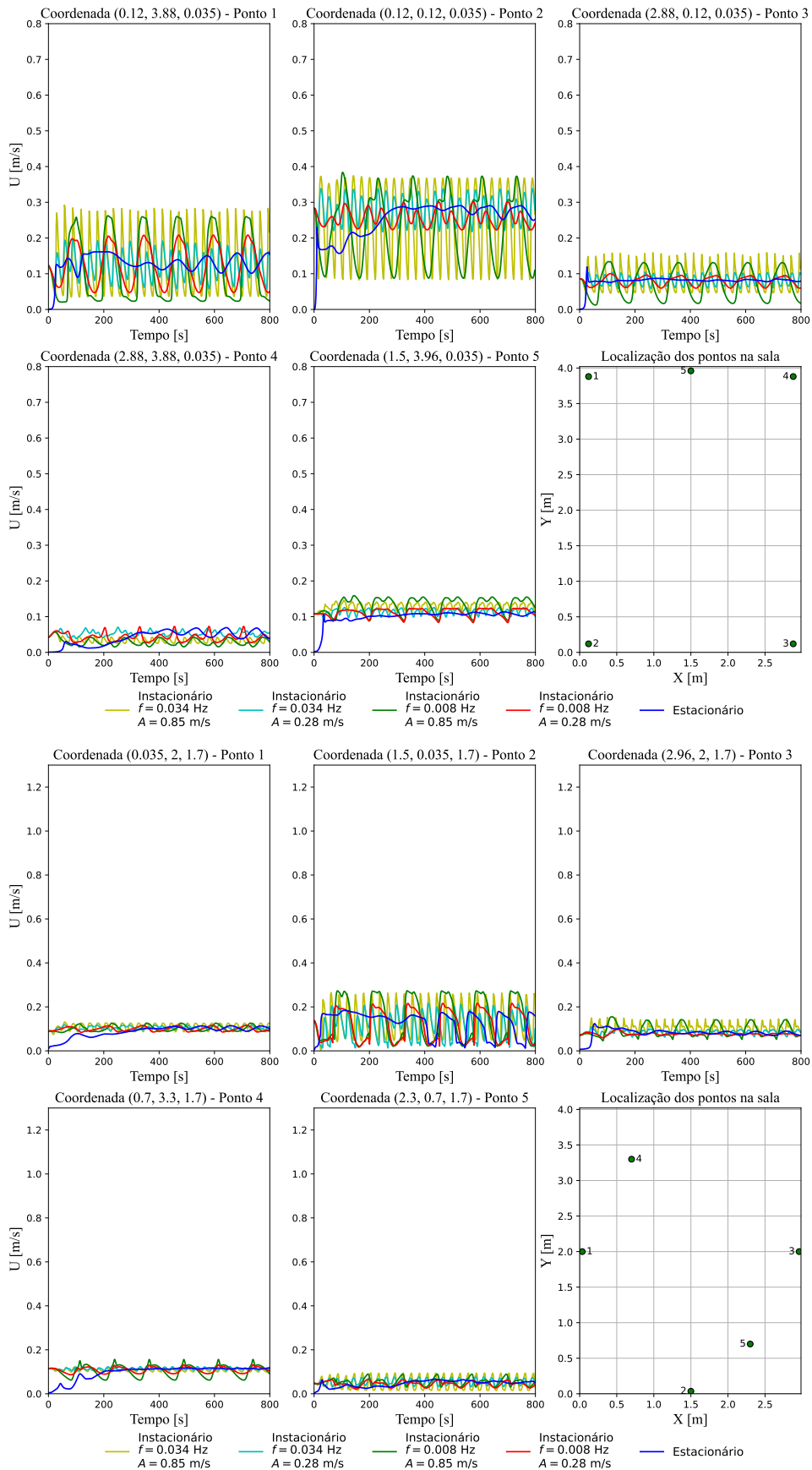


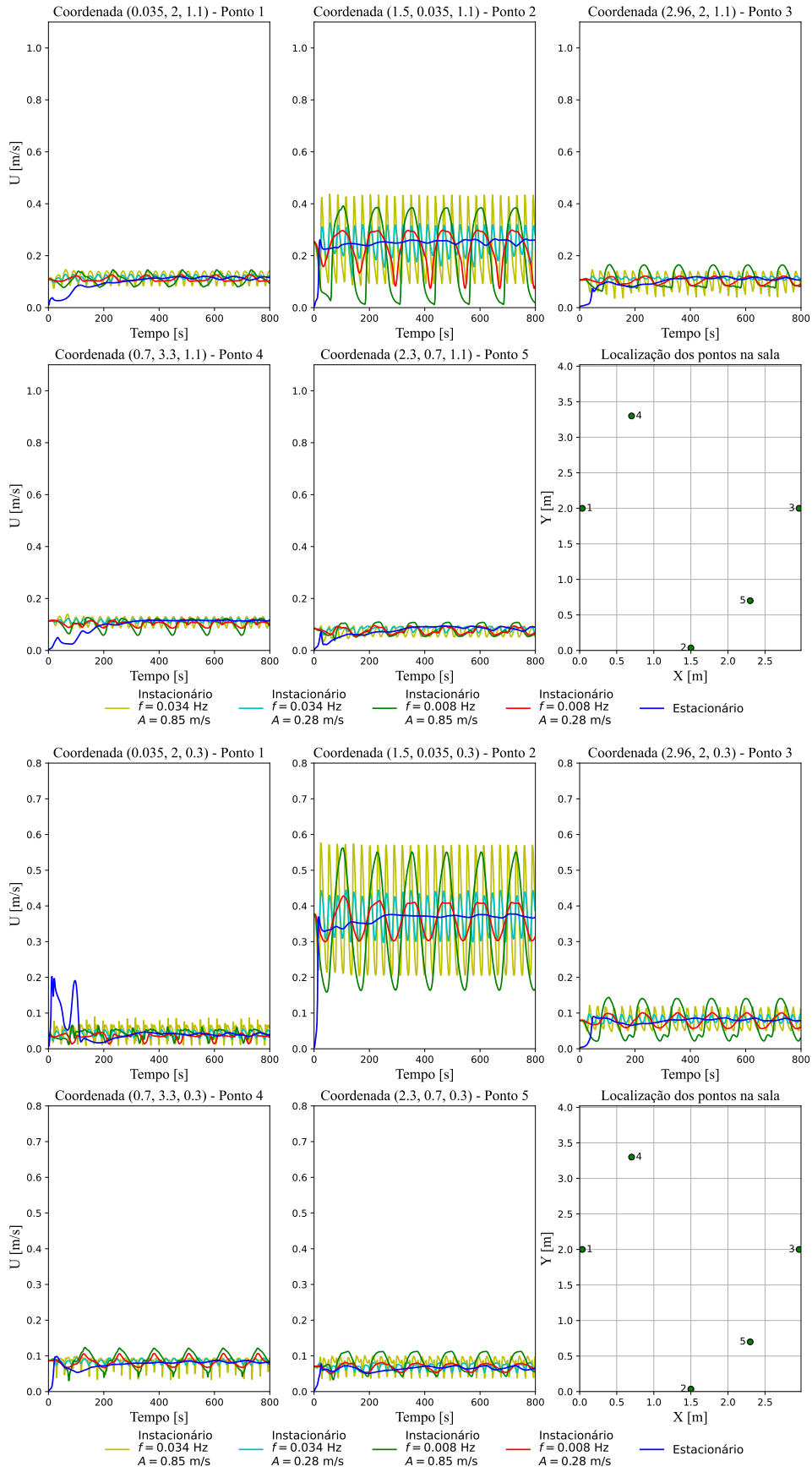












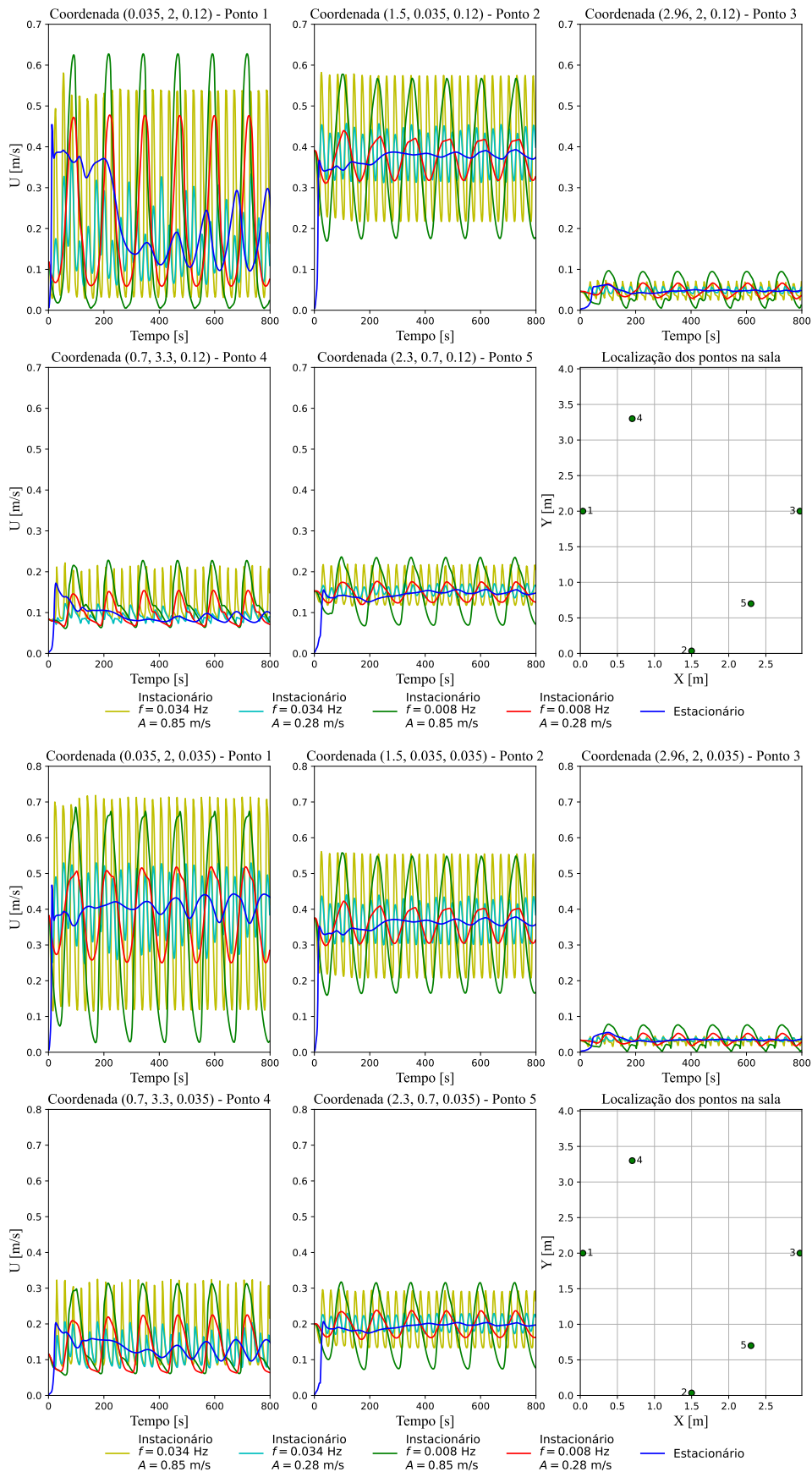
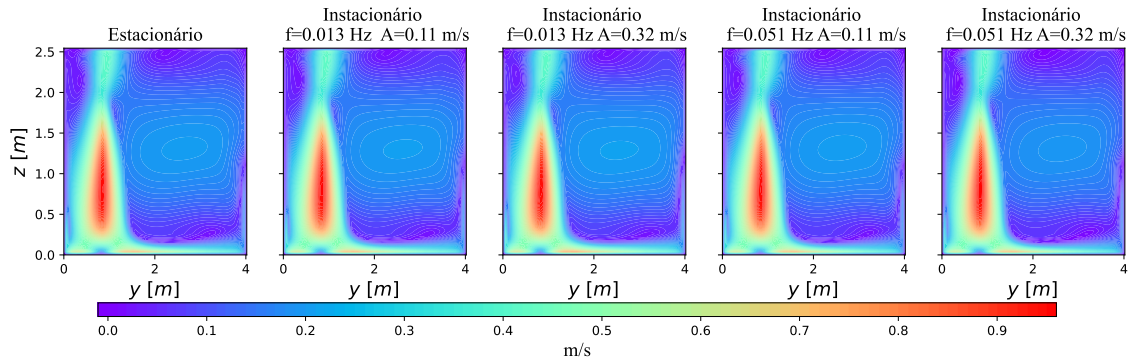
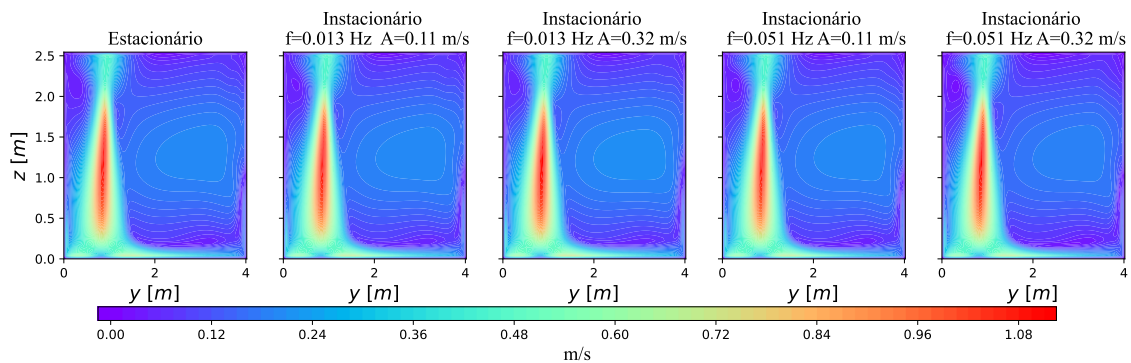


Figura C.9 – Séries temporais da magnitude da velocidade para os casos instacionários de caudal médio de entrada igual a  $Q_{min}$ .

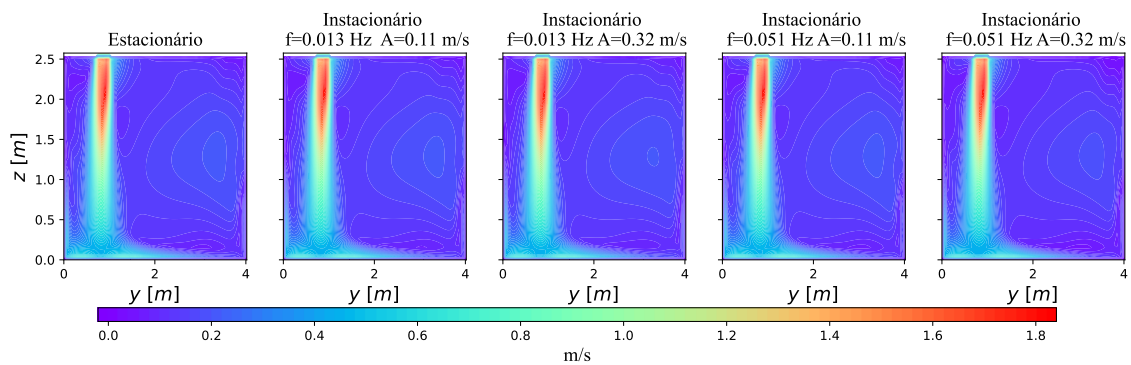
### C.8 Caso de estudo da SATEC - Contornos da magnitude da velocidade para plano $yz$ com caudal médio igual ao $Q_{\max}$ , para regime estacionário e instacionários



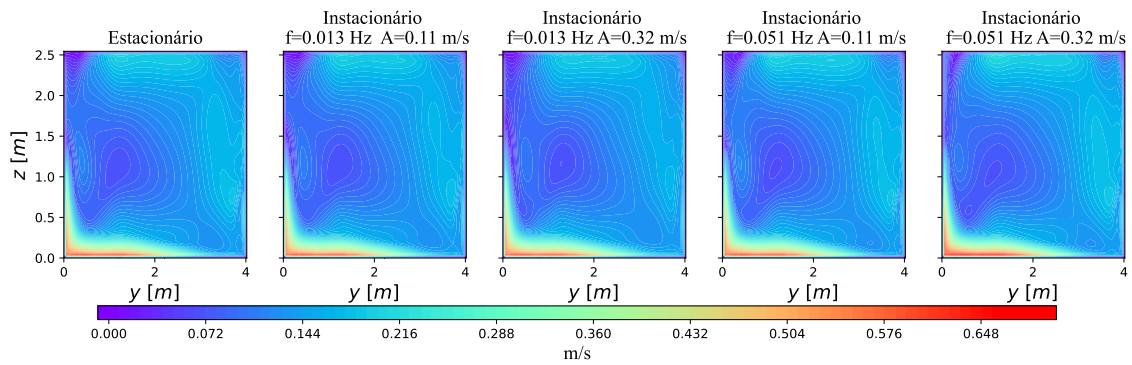
(a)  $x = 0.035$  m.



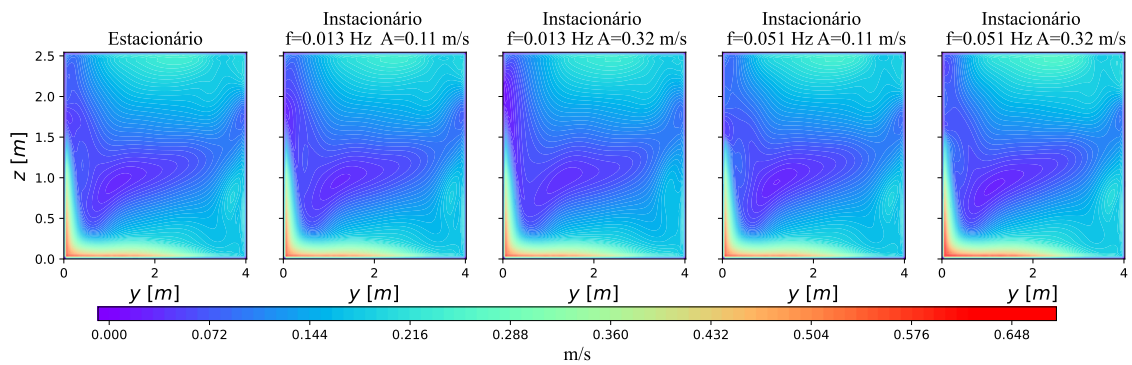
(b)  $x = 0.12$  m.



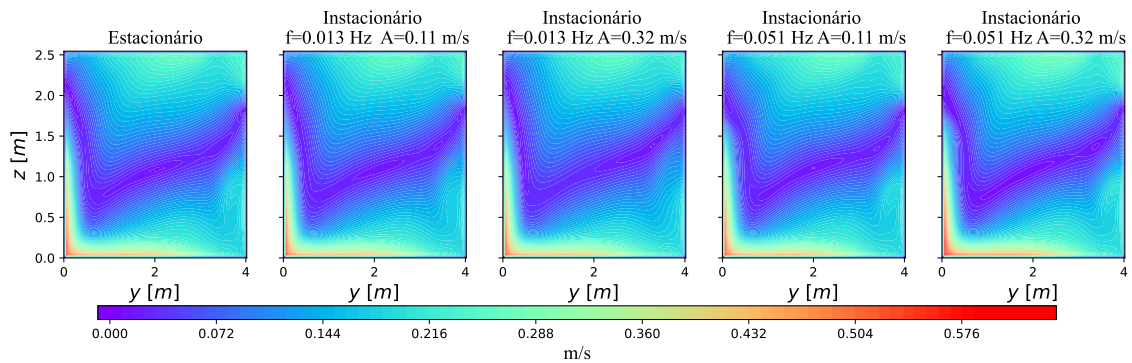
(c)  $x = 0.3$  m.



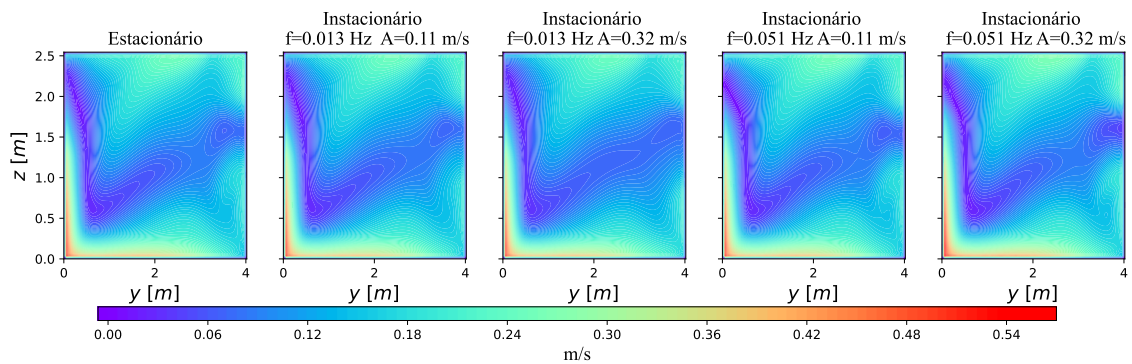
(d)  $x = 0.7$  m.



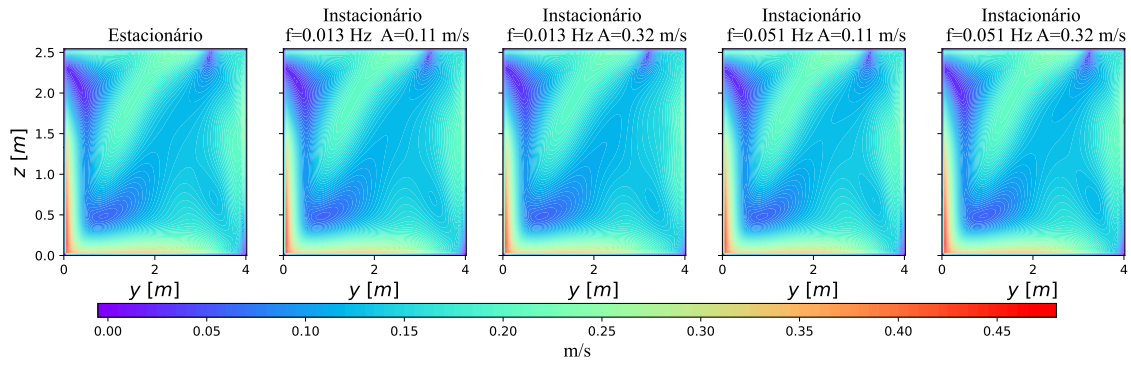
(e)  $x = 1.1$  m.



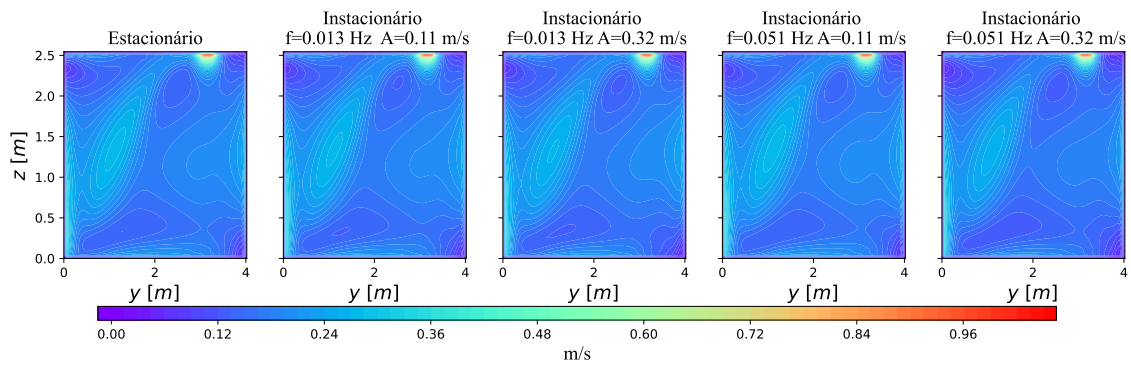
(f)  $x = 1.5$  m.



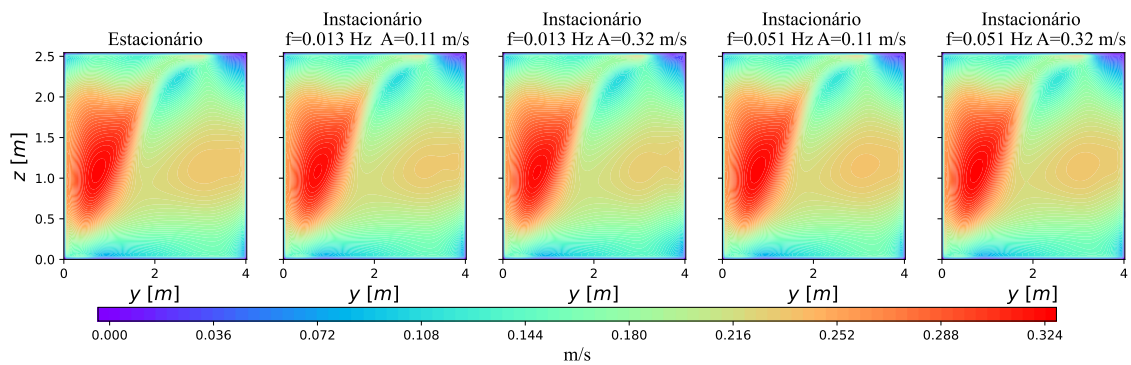
(g)  $x = 1.9$  m.



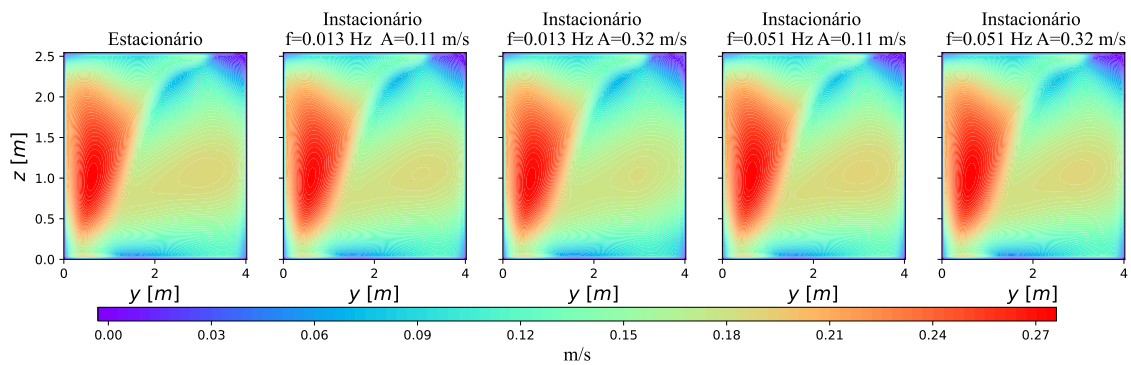
(h)  $x = 2.3$  m.



(i)  $x = 2.7$  m.



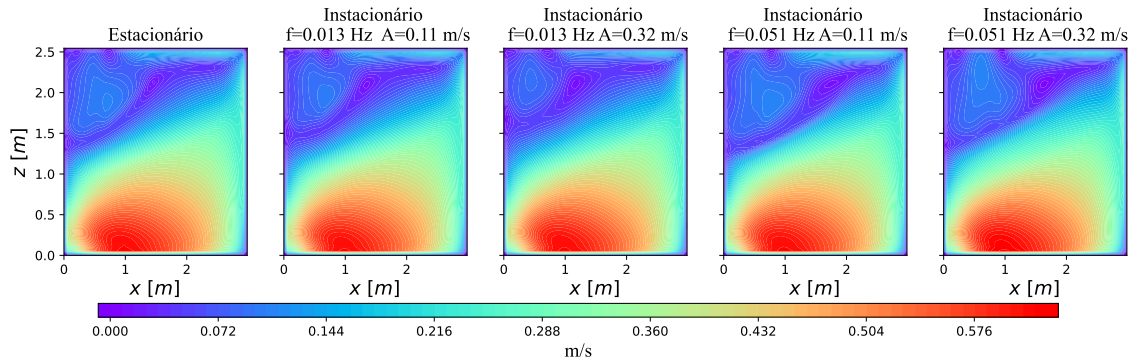
(j)  $x = 2.88$  m.



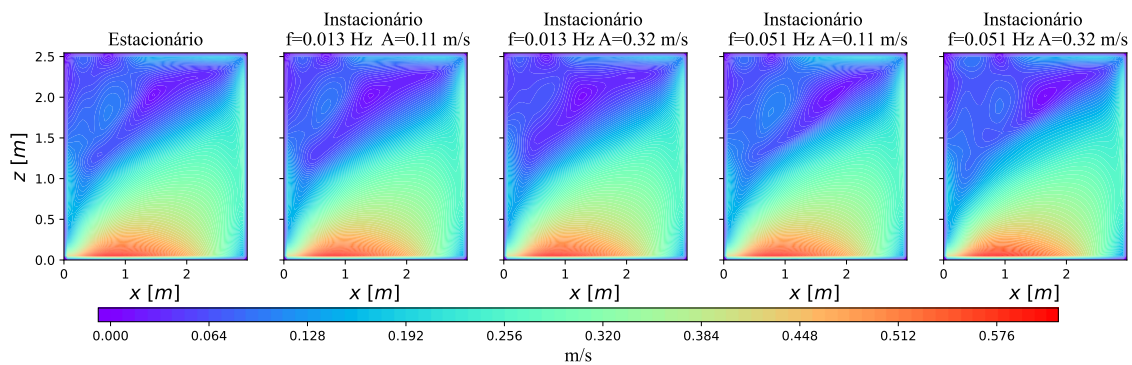
(k)  $x = 2.96$  m.

Figura C.10 – Contornos da magnitude da velocidade para plano  $yz$  com caudal médio igual ao  $Q_{max}$ , para regime estacionário e instacionários.

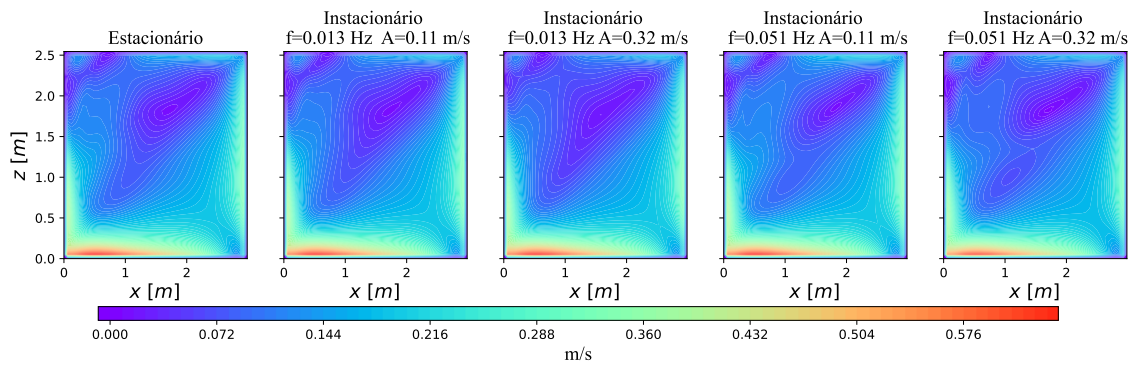
### C.9 Caso de estudo da SATEC - Contornos da magnitude da velocidade para plano $xz$ com caudal médio igual ao $Q_{\max}$ , para regime estacionário e instacionários



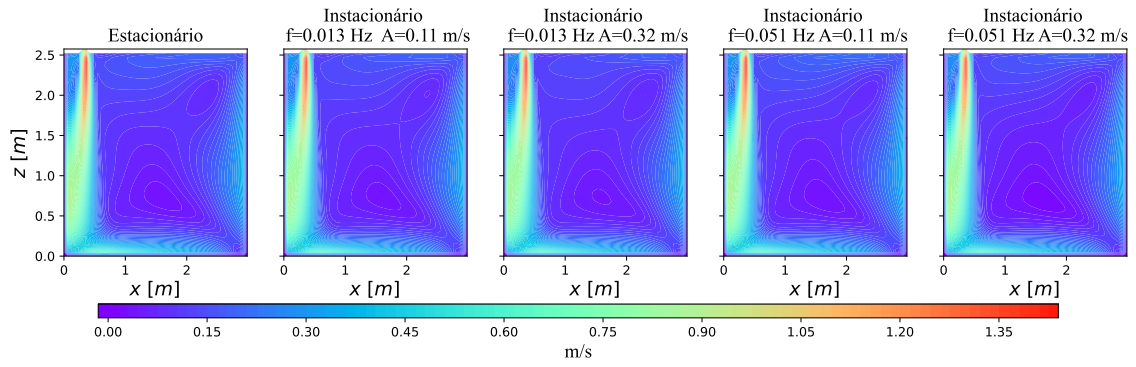
(a)  $y = 0.035$  m.



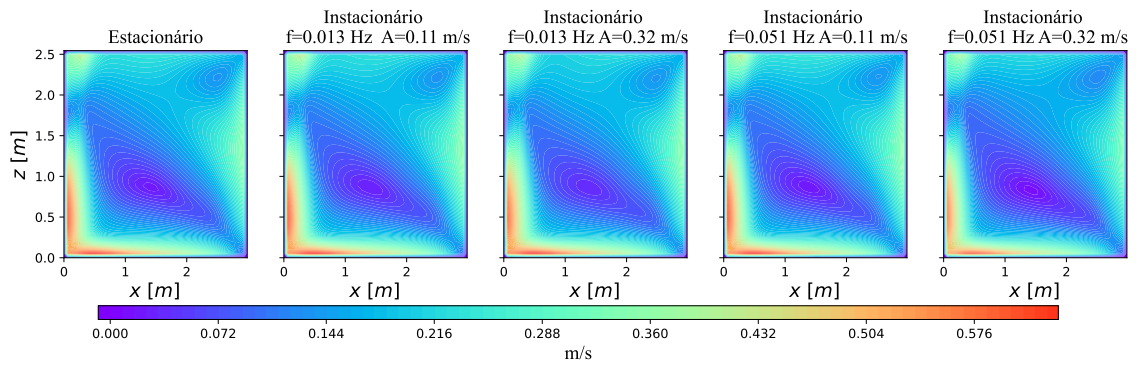
(b)  $y = 0.12$  m.



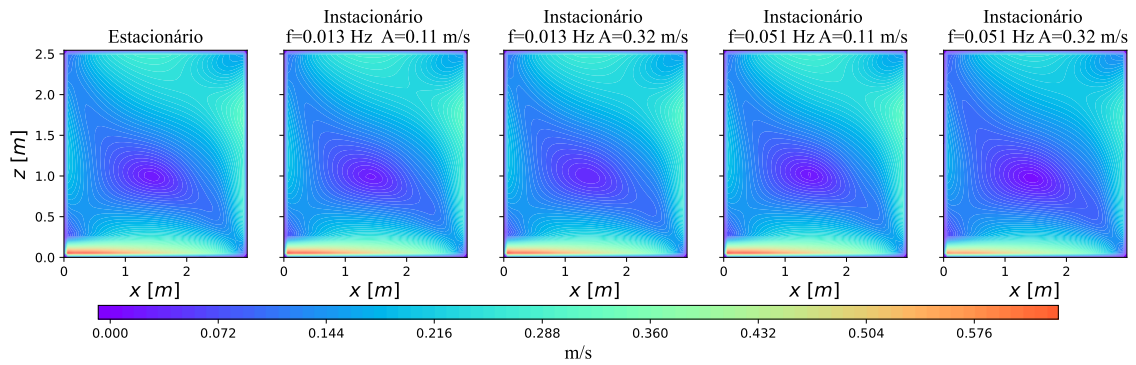
(c)  $y = 0.3$  m.



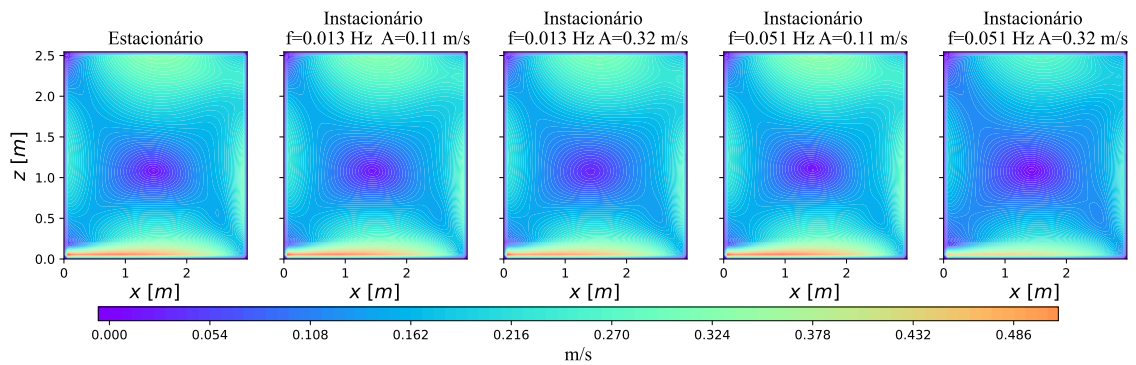
(d)  $y = 0.7$  m.



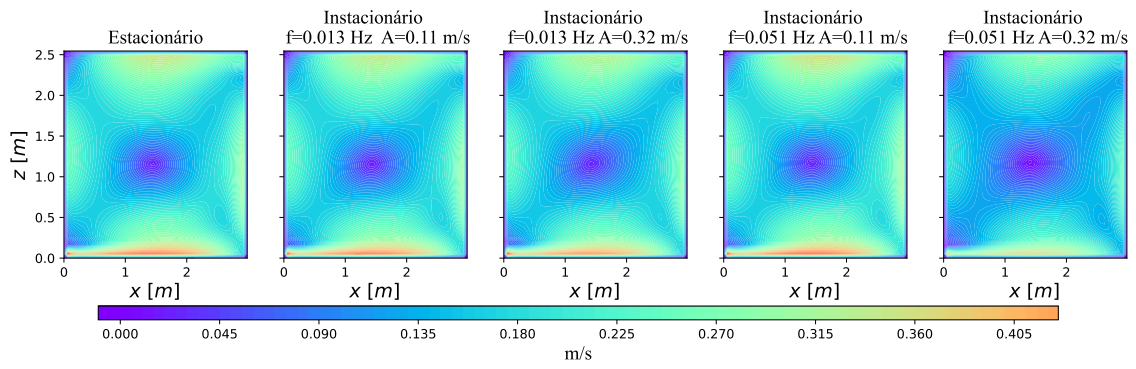
(e)  $y = 1.13$  m.



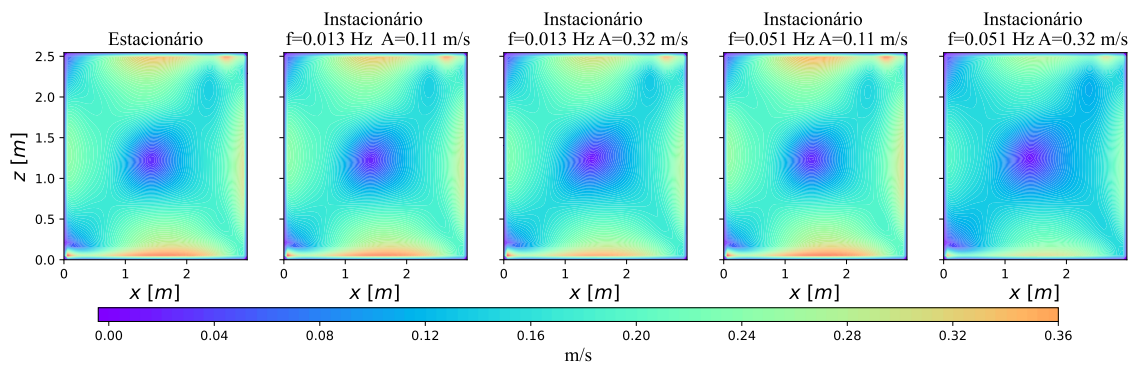
(f)  $y = 1.57$  m.



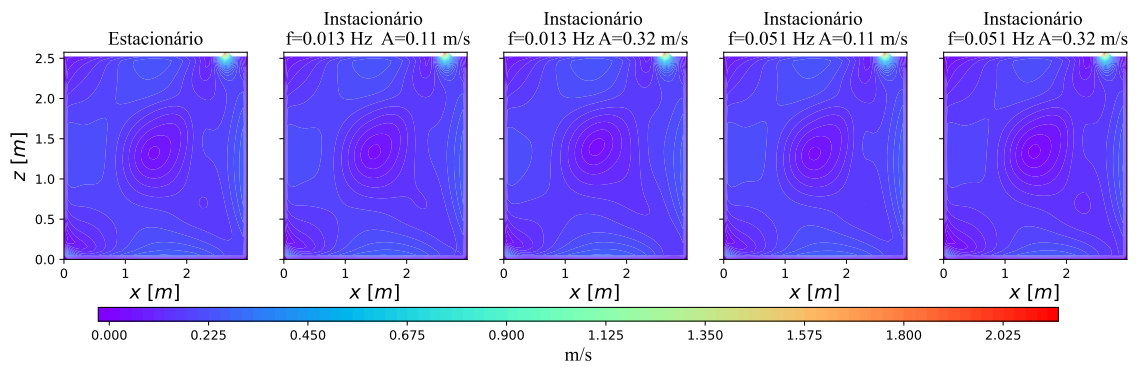
(g)  $y = 2.0$  m.



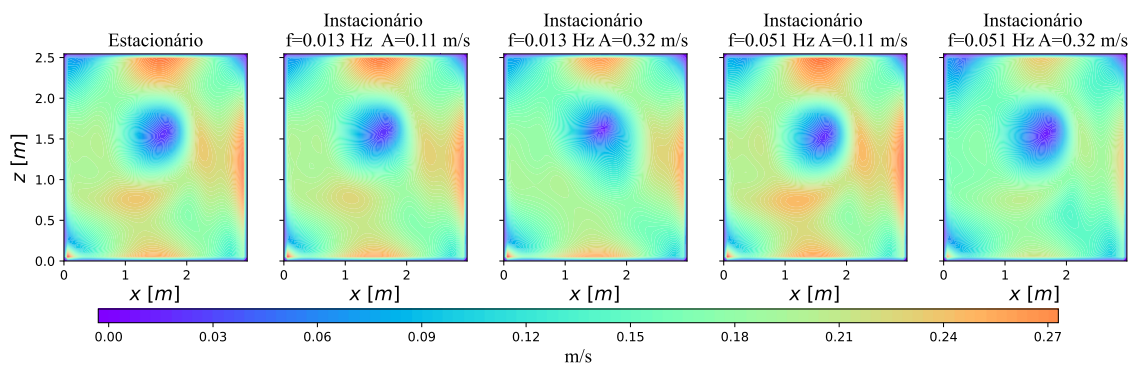
(h)  $y = 2.43$  m.



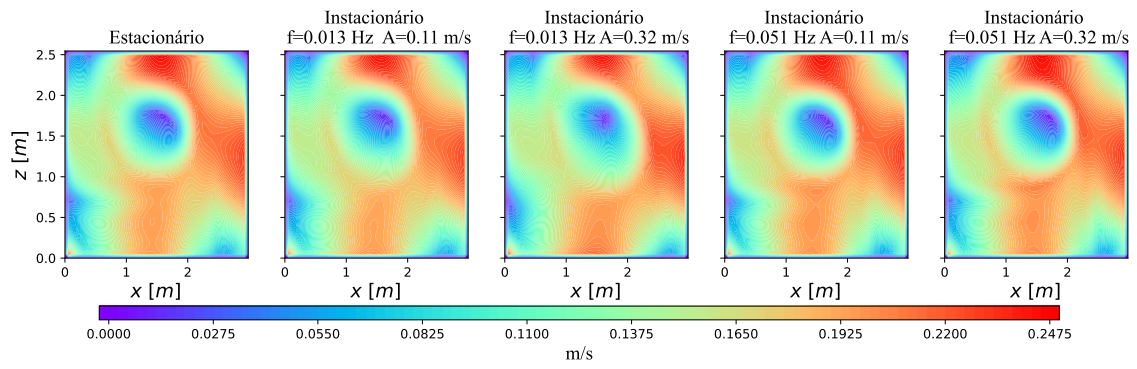
(i)  $y = 2.87$  m.



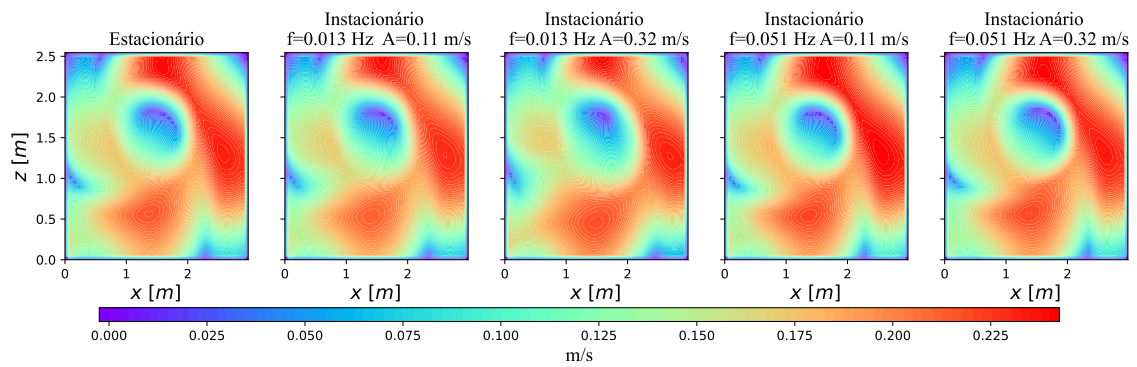
(j)  $y = 3.3$  m.



(k)  $y = 3.7$  m.



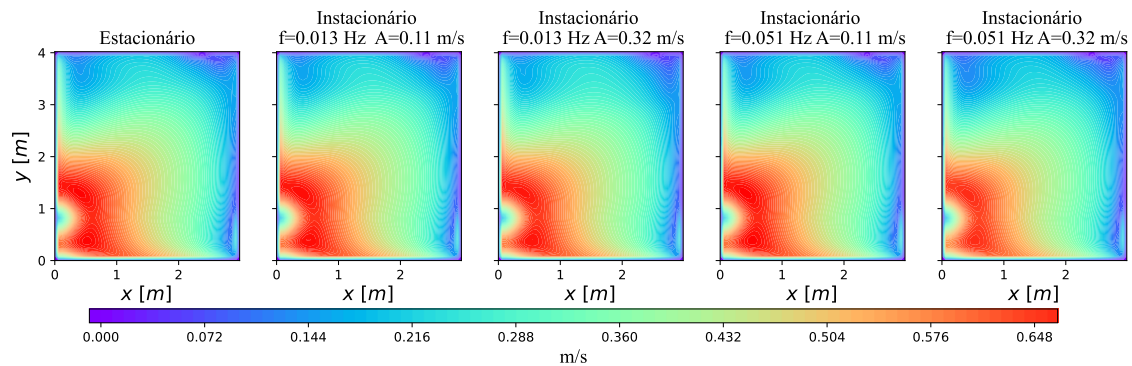
(l)  $y = 3.88$  m.



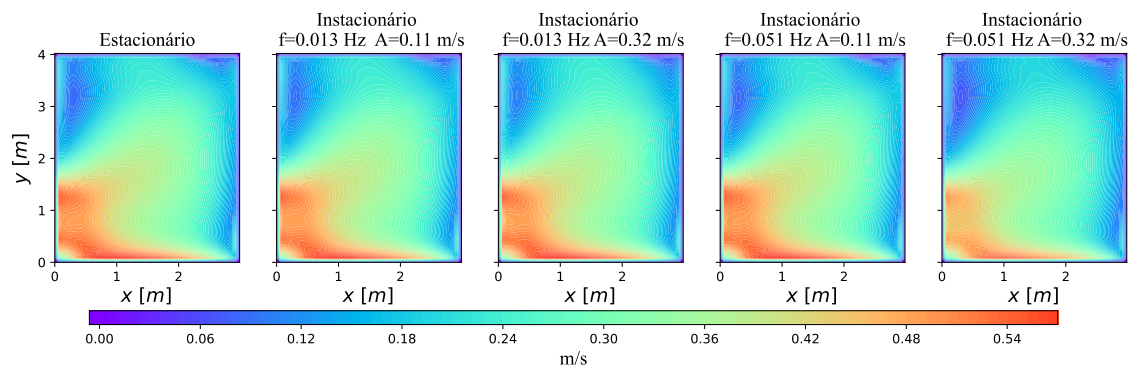
(m)  $y = 3.96$  m.

Figura C.11 – Contornos da magnitude da velocidade para plano  $xz$  com caudal médio igual ao  $Q_{max}$ , para regime estacionário e instacionários.

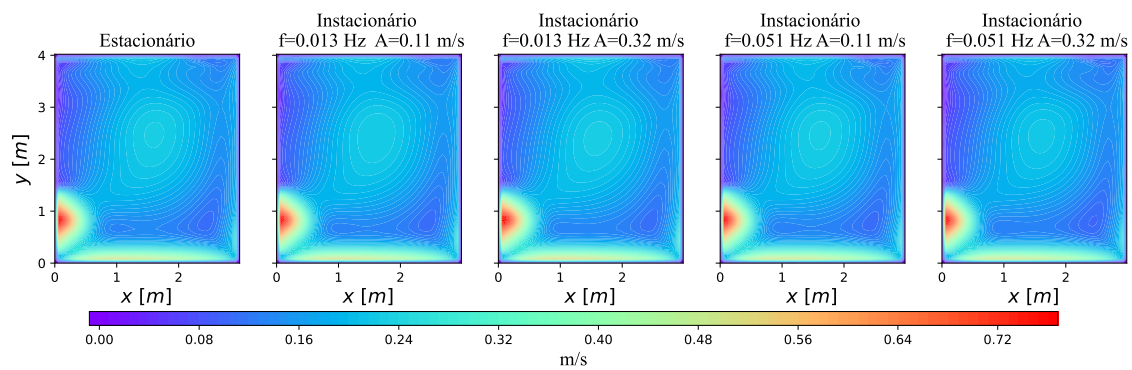
### C.10 Caso de estudo da SATEC - Contornos da magnitude da velocidade para plano $xy$ com caudal médio igual ao $Q_{max}$ para regime estacionário e instacionários



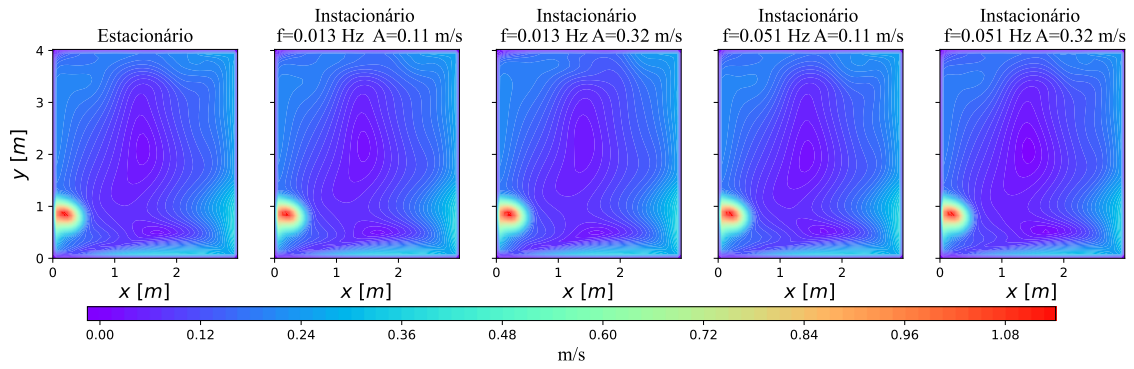
(a)  $z = 0.035$  m.



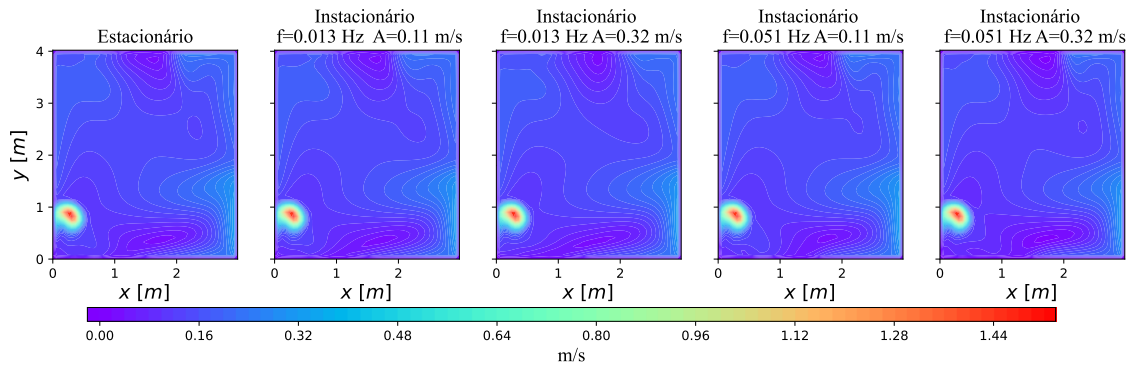
(b)  $z = 0.12$  m.



(c)  $y = 0.3$  m.



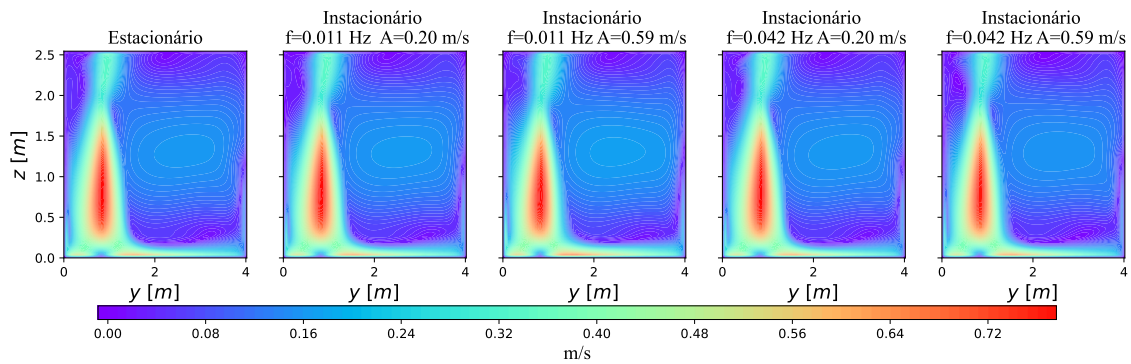
(d)  $z = 1.1$  m.



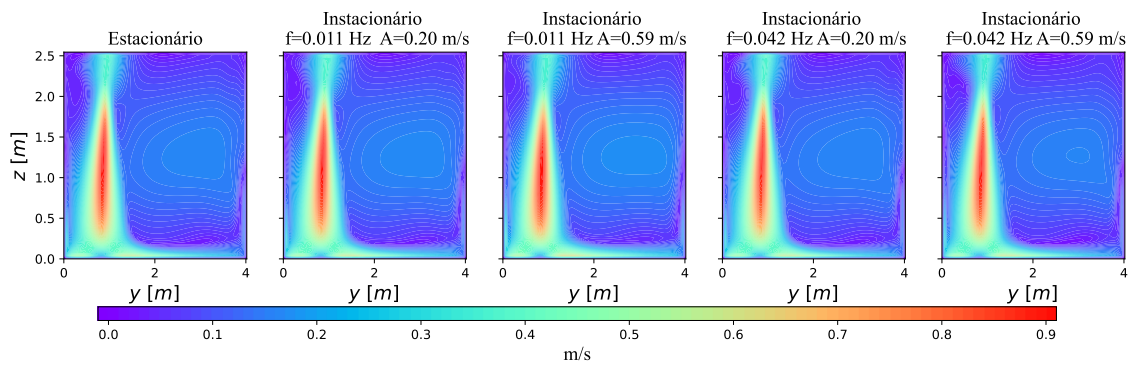
(e)  $z = 1.7$  m.

Figura C.12 – Contornos da magnitude da velocidade para plano  $xy$  com caudal médio igual ao  $Q_{\max}$ , para regime estacionário e instacionários.

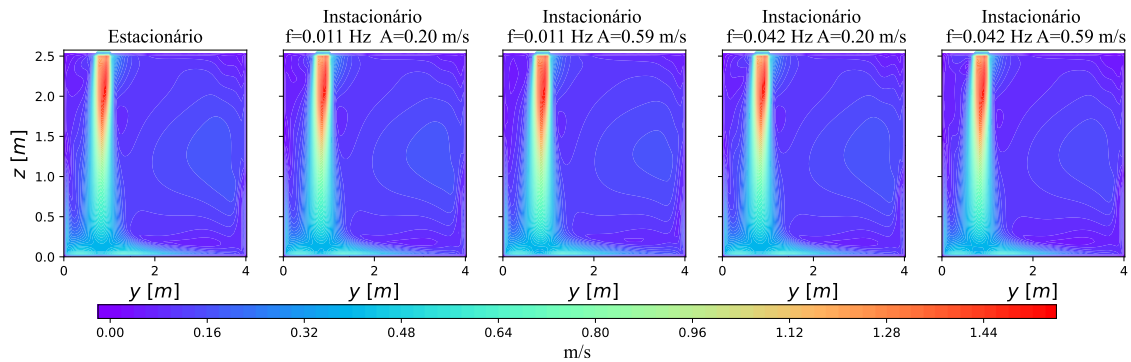
### C.11 Caso de estudo da SATEC - Contornos da magnitude da velocidade para plano $yz$ com caudal médio igual ao $Q_{med}$ , para regime estacionário e instacionários



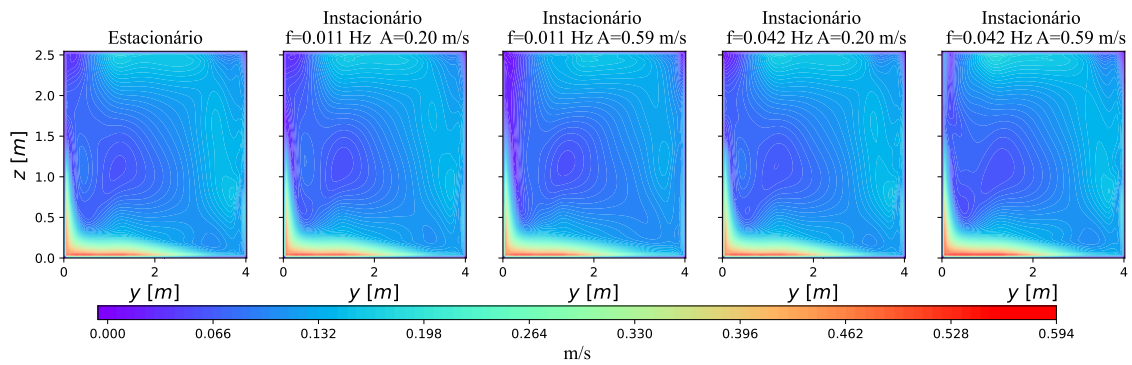
(a)  $x = 0.035$  m.



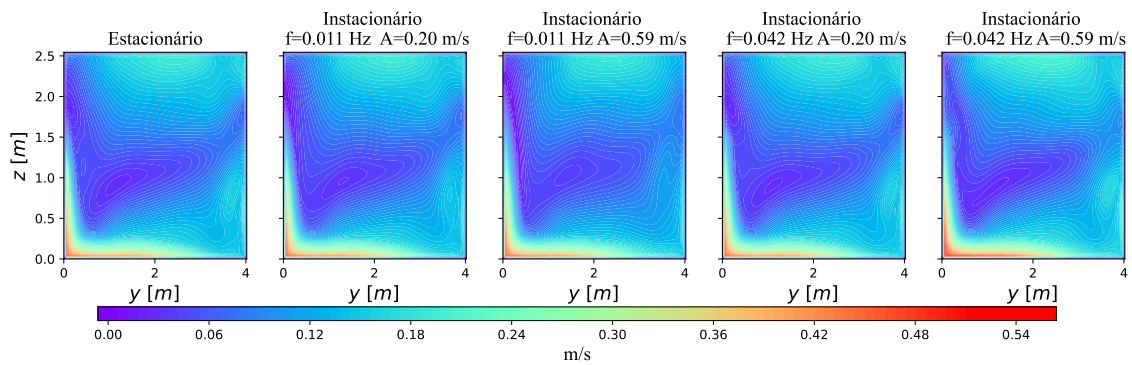
(b)  $x = 0.12$  m.



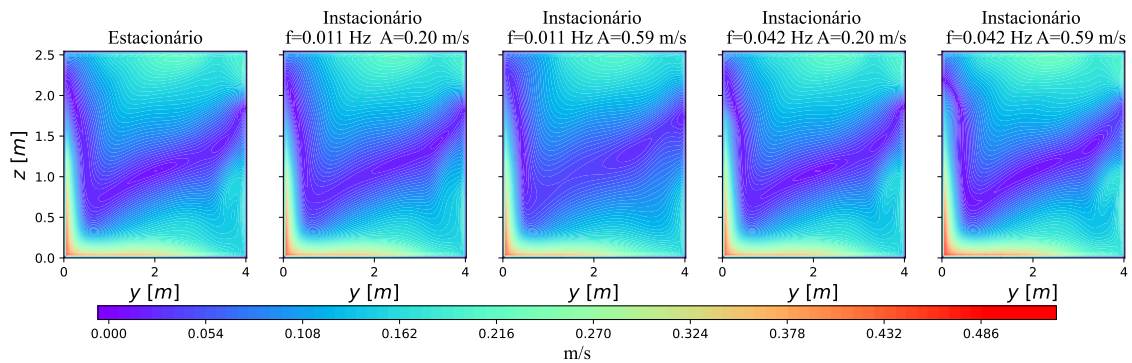
(c)  $x = 0.3$  m.



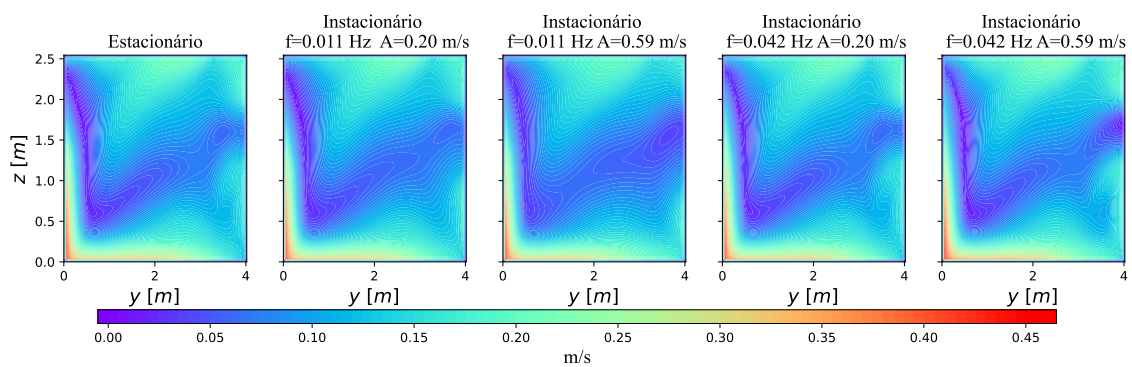
(d)  $x = 0.7$  m.



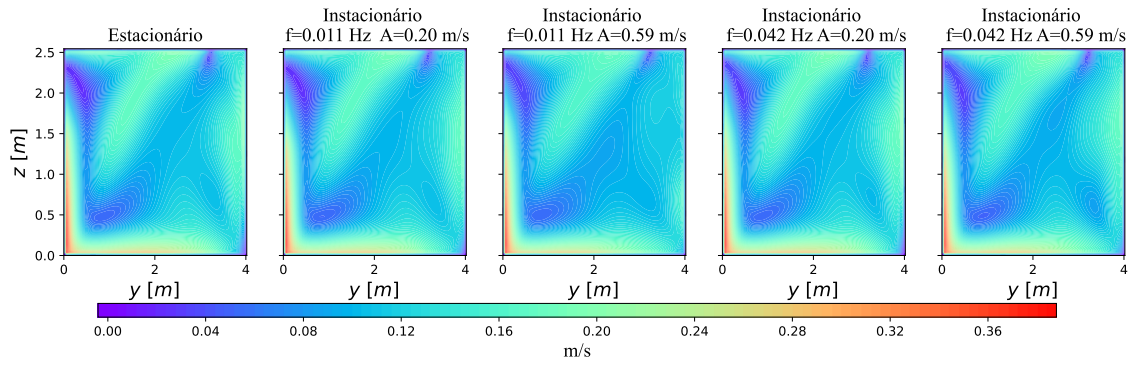
(e)  $x = 1.1$  m.



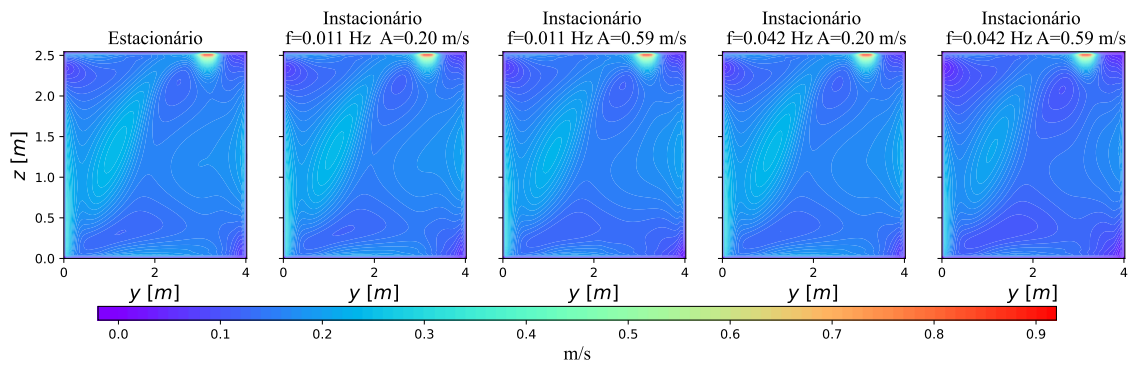
(f)  $x = 1.5$  m.



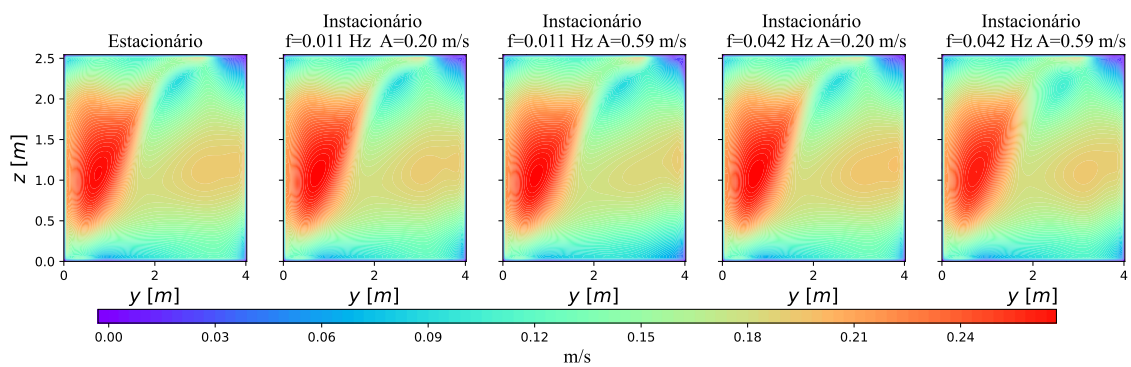
(g)  $x = 1.9$  m.



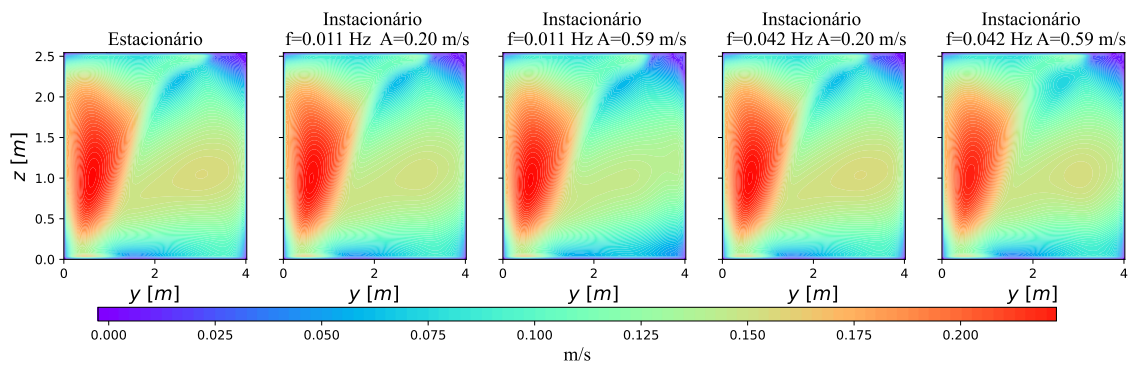
(h)  $x = 2.3$  m.



(i)  $x = 2.7$  m.



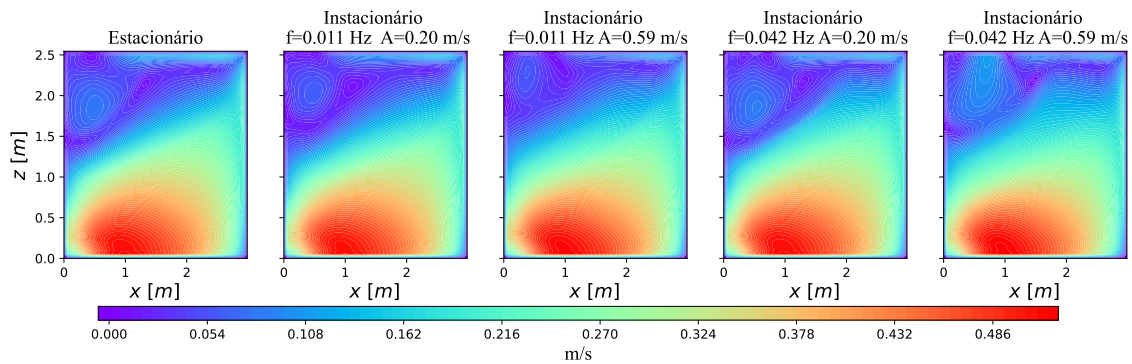
(j)  $x = 2.88$  m.



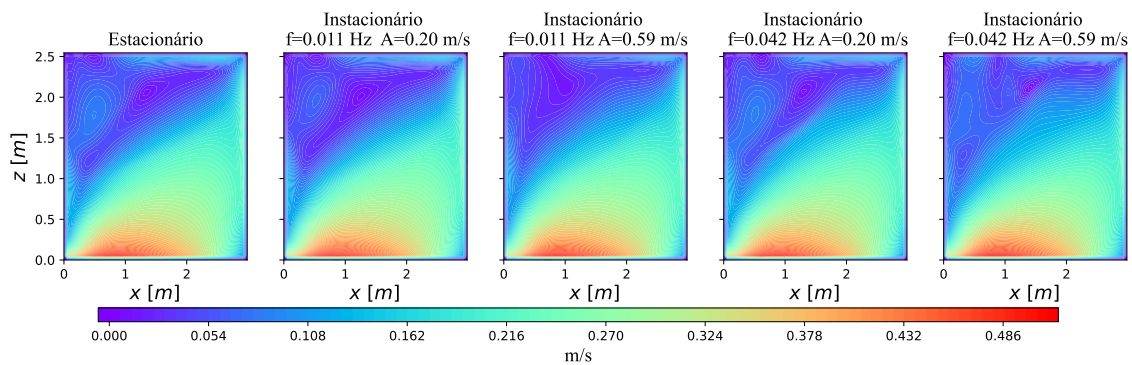
(k)  $x = 2.96$  m.

Figura C.13 – Contornos da magnitude da velocidade para plano  $yz$  com caudal médio igual ao  $Q_{med}$ , para regime estacionário e instacionários.

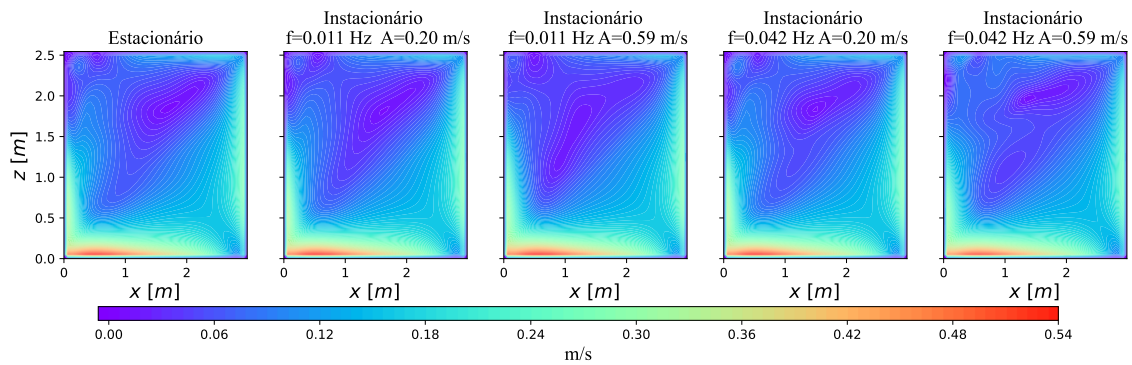
### C.12 Caso de estudo da SATEC - Contornos da magnitude da velocidade para plano $xz$ com caudal médio igual ao $Q_{med}$ , para regime estacionário e instacionários



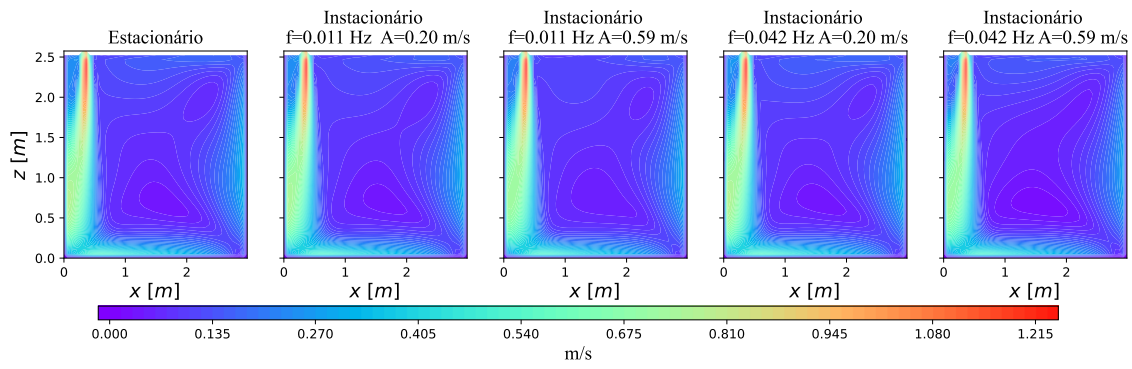
(a)  $y = 0.035$  m.



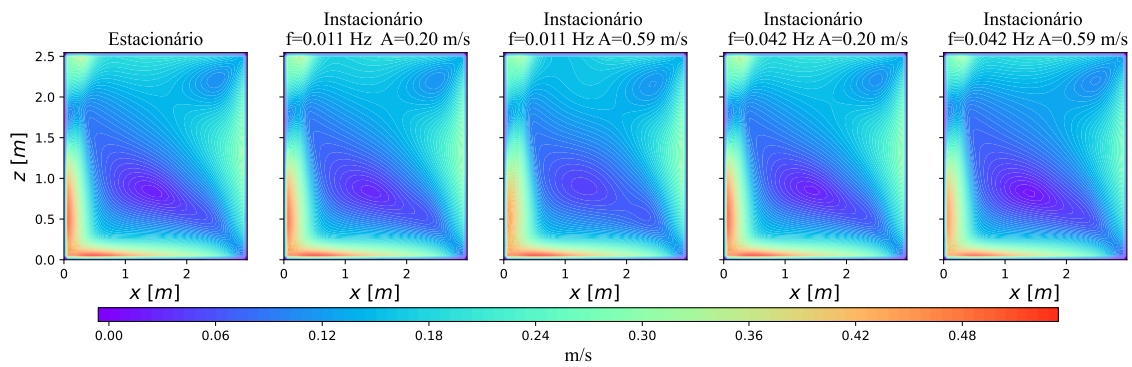
(b)  $y = 0.12$  m.



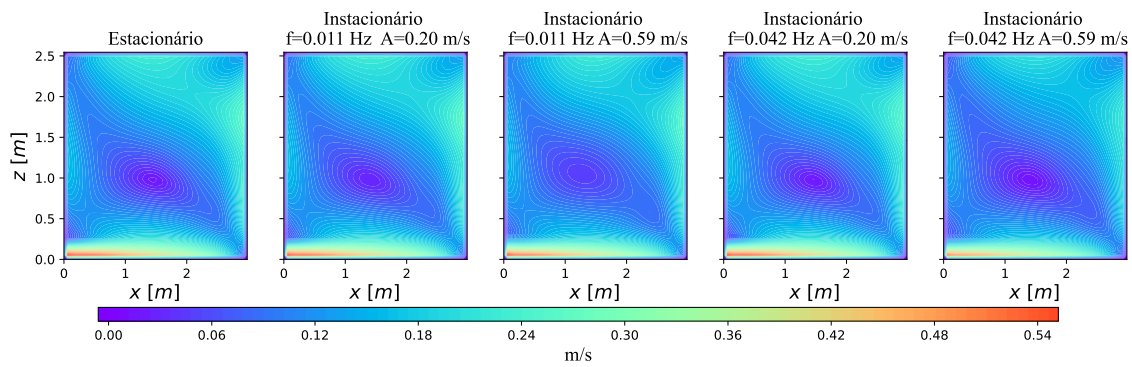
(c)  $y = 0.3$  m.



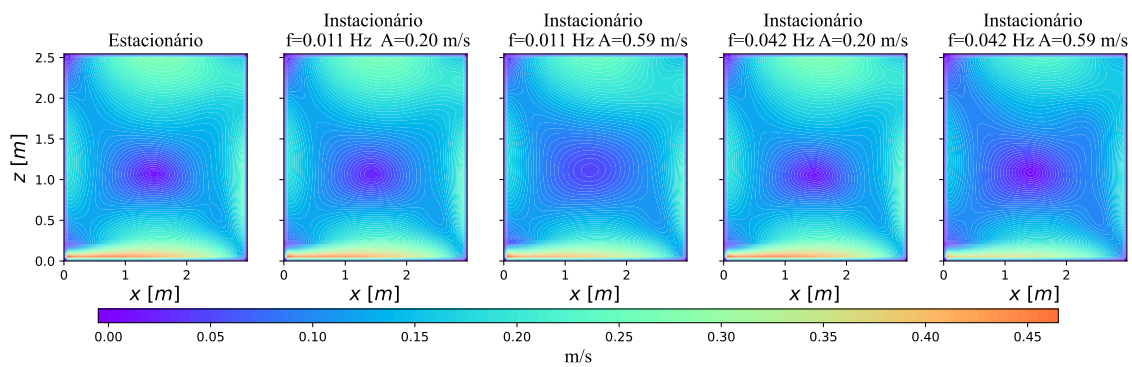
(d)  $y = 0.7$  m.



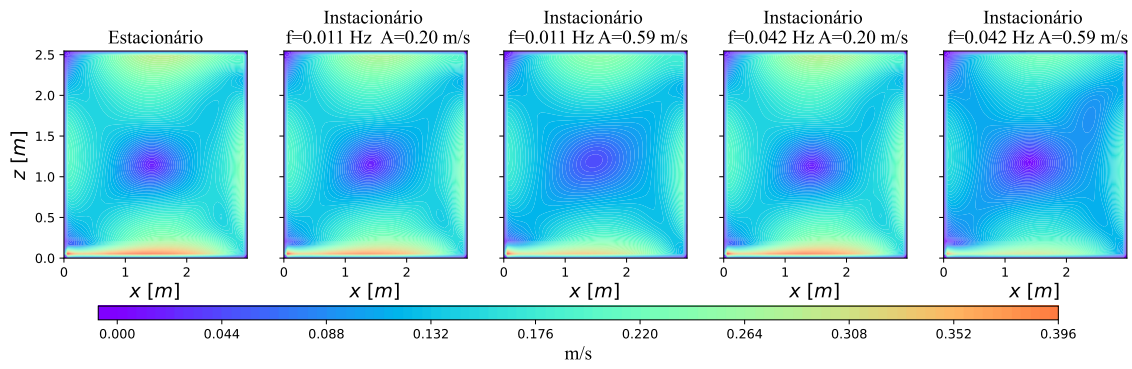
(e)  $y = 1.13$  m.



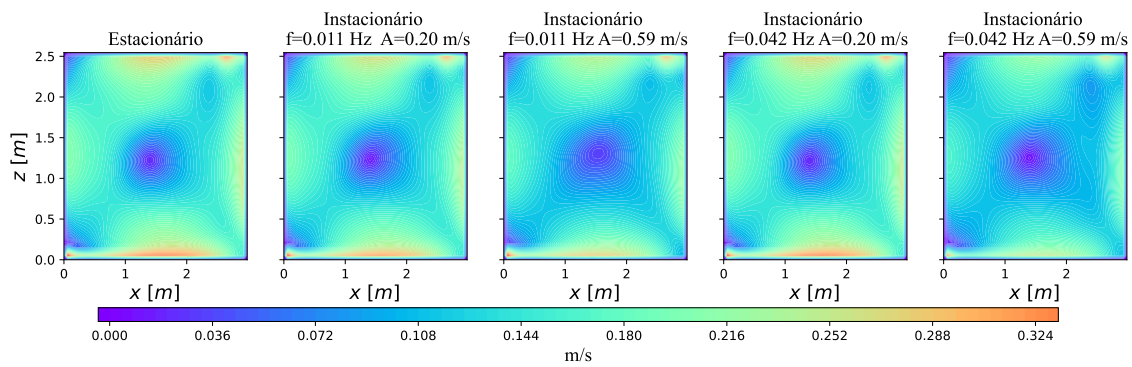
(f)  $y = 1.57$  m.



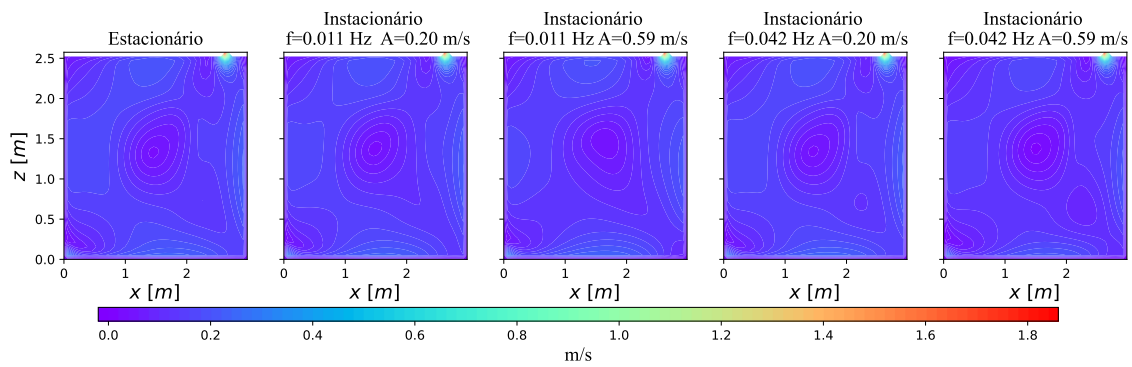
(g)  $y = 2.0$  m.



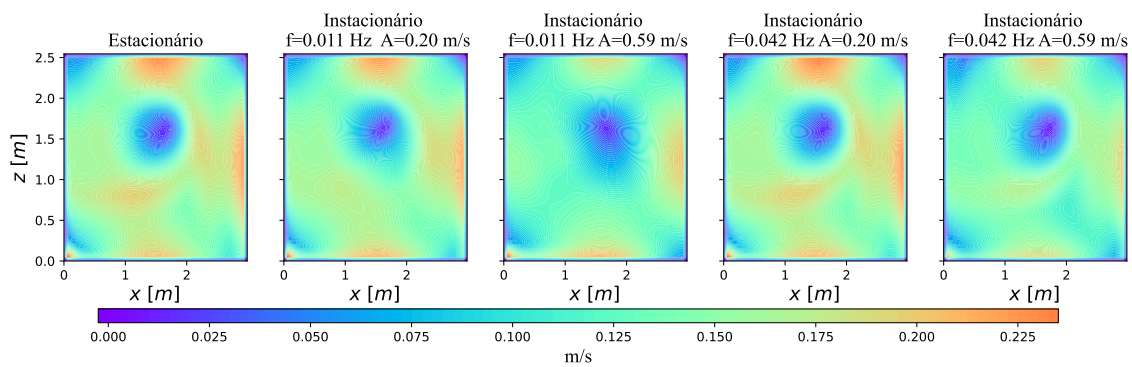
(h)  $y = 2.43$  m.



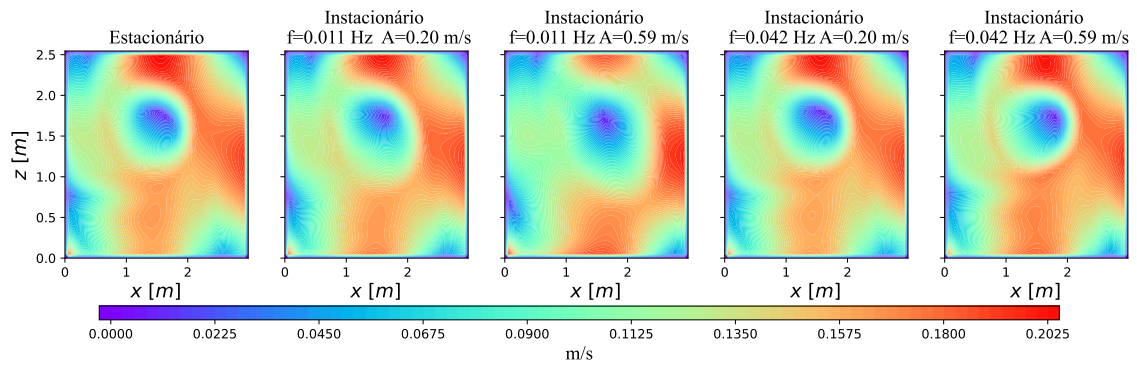
(i)  $y = 2.87$  m.



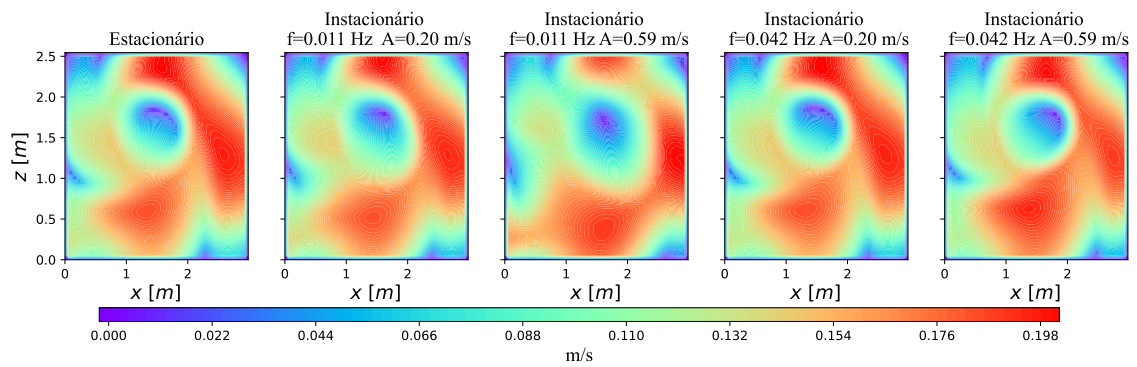
(j)  $y = 3.3$  m.



(k)  $y = 3.7$  m.



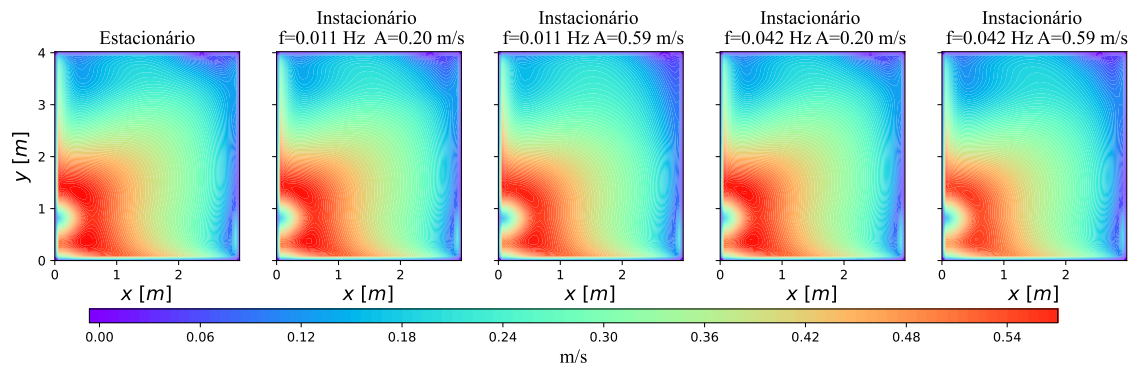
(l)  $y = 3.88$  m.



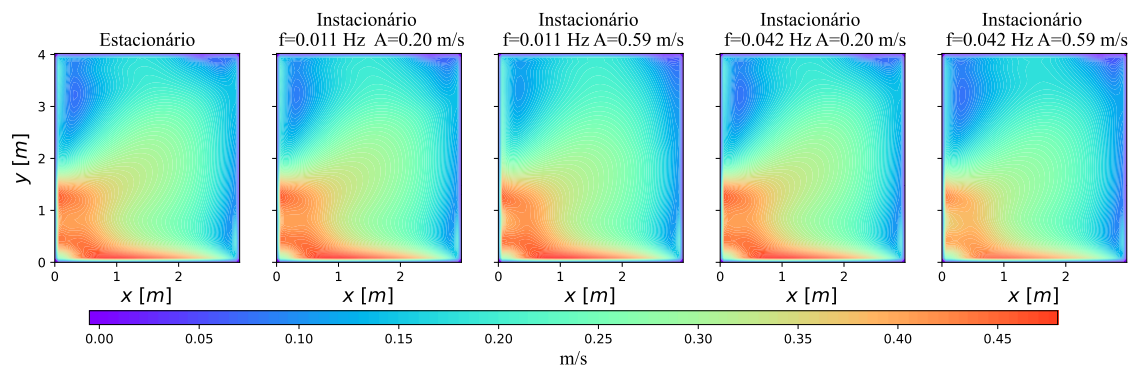
(m)  $y = 3.96$  m.

Figura C.14 – Contornos da magnitude da velocidade para plano  $xz$  com caudal médio igual ao  $Q_{med}$ , para regime estacionário e instacionários.

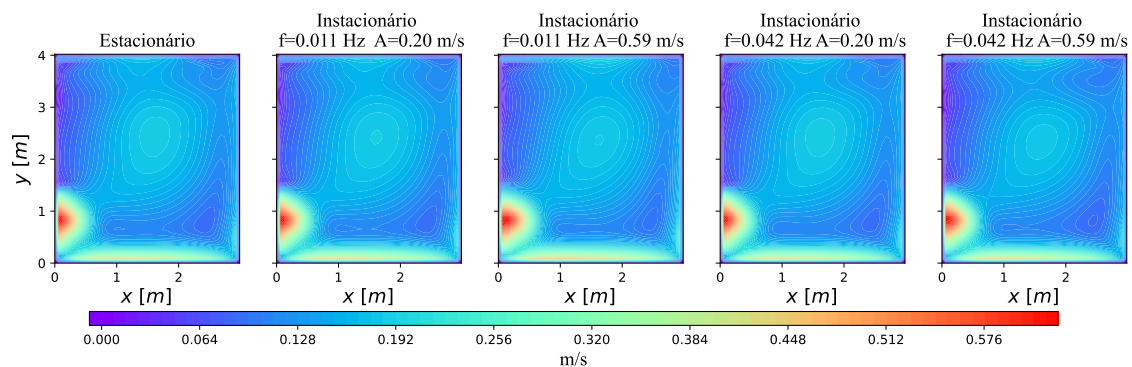
### C.13 Caso de estudo da SATEC - Contornos da magnitude da velocidade para plano $xy$ com caudal médio igual ao $Q_{med}$ , para regime estacionário e instacionários



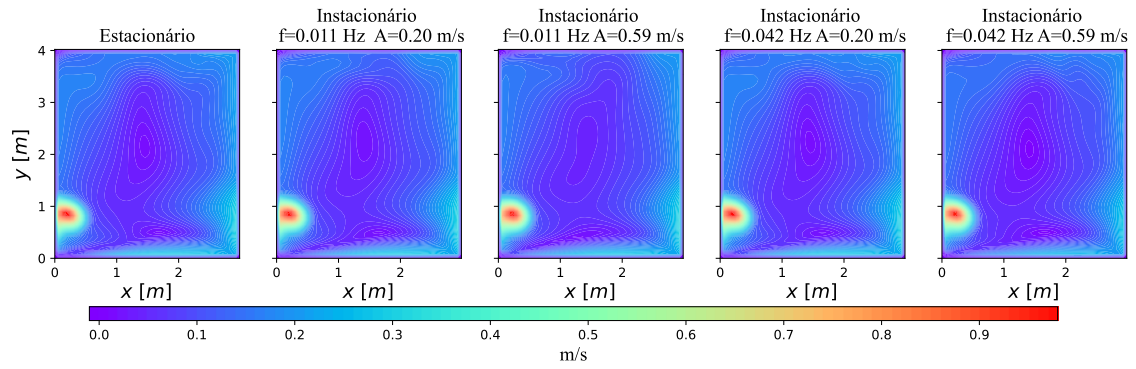
(a)  $z = 0.035$  m.



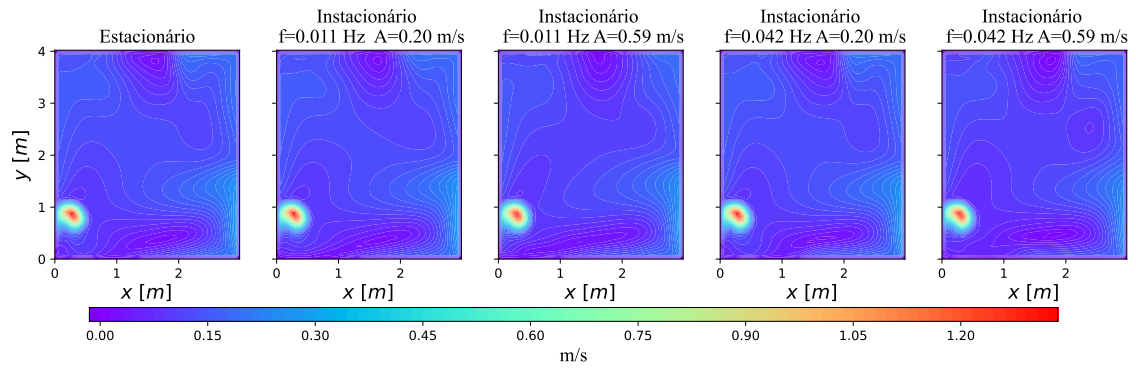
(b)  $z = 0.12$  m.



(c)  $y = 0.3$  m.



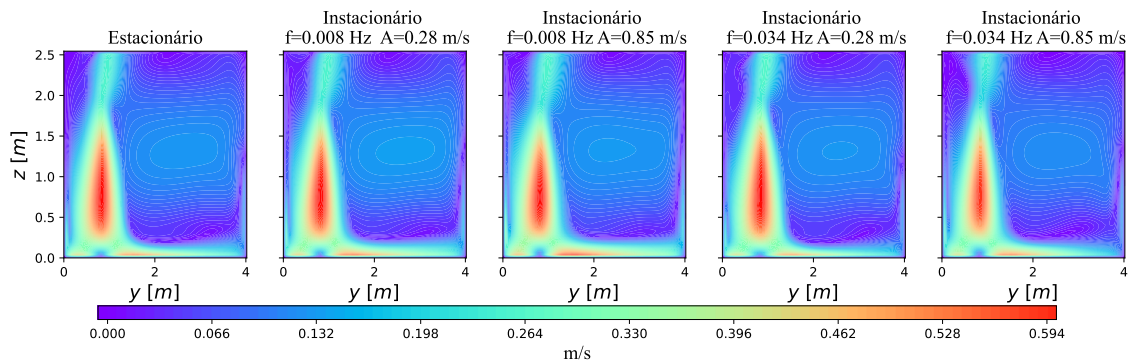
(d)  $z = 1.1$  m.



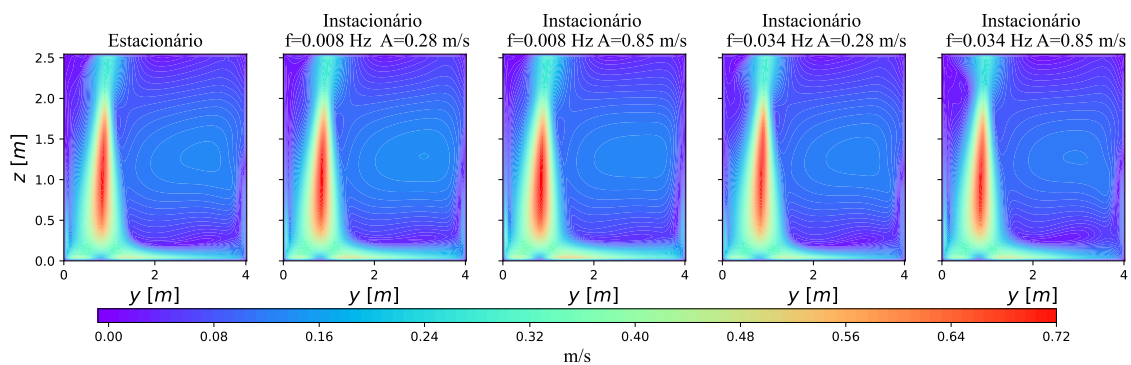
(e)  $z = 1.7$  m.

Figura C.15 – Contornos da magnitude da velocidade para plano  $xy$  com caudal médio igual ao  $Q_{med}$ , para regime estacionário e instacionários.

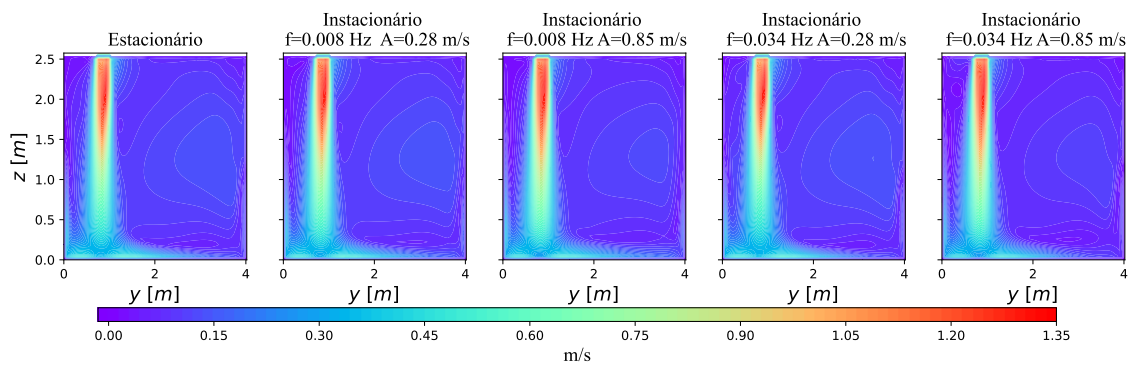
### C.14 Caso de estudo da SATEC - Contornos da magnitude da velocidade para plano $yz$ com caudal médio igual ao $Q_{\min}$ , para regime estacionário e instacionários



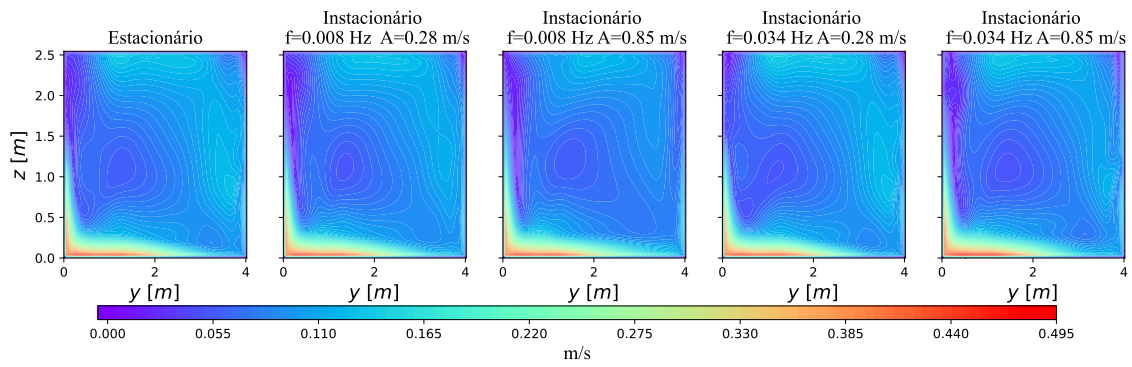
(a)  $x = 0.035$  m.



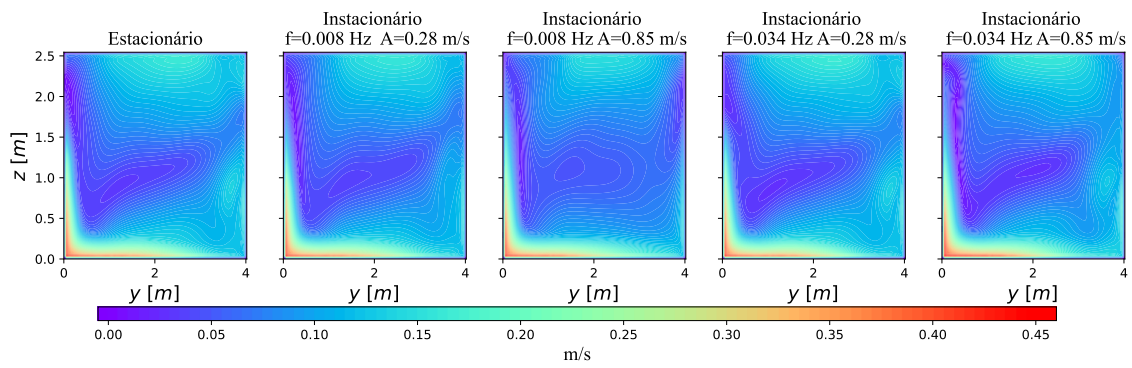
(b)  $x = 0.12$  m.



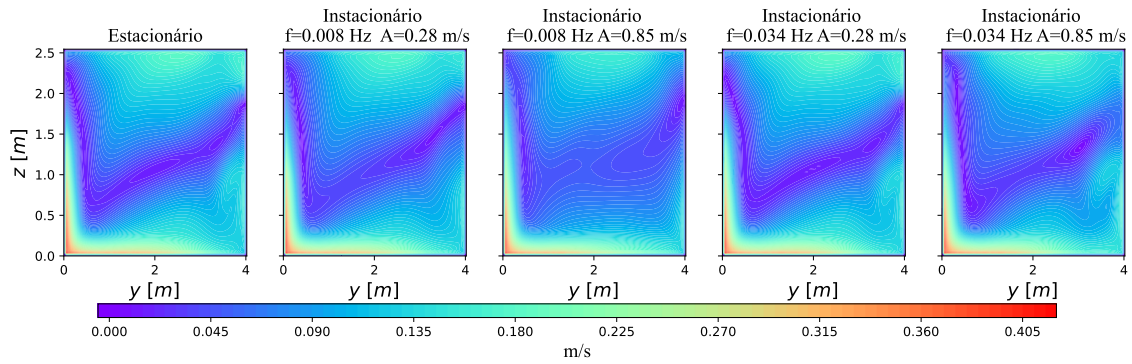
(c)  $x = 0.3$  m.



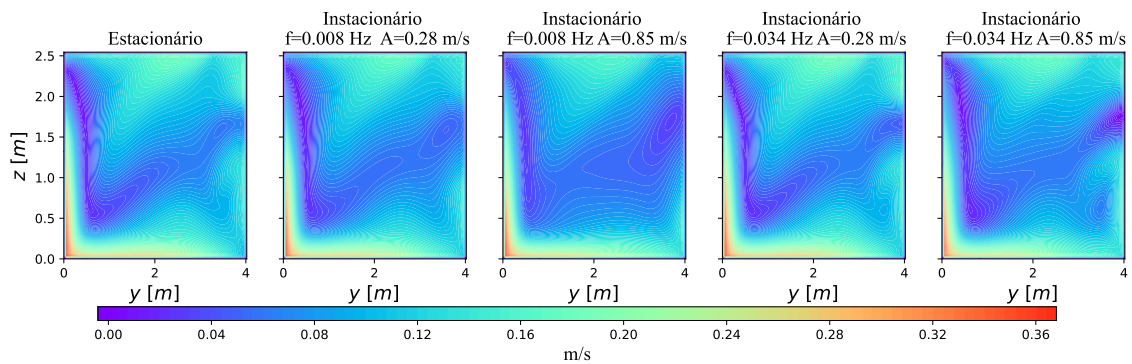
(d)  $x = 0.7$  m.



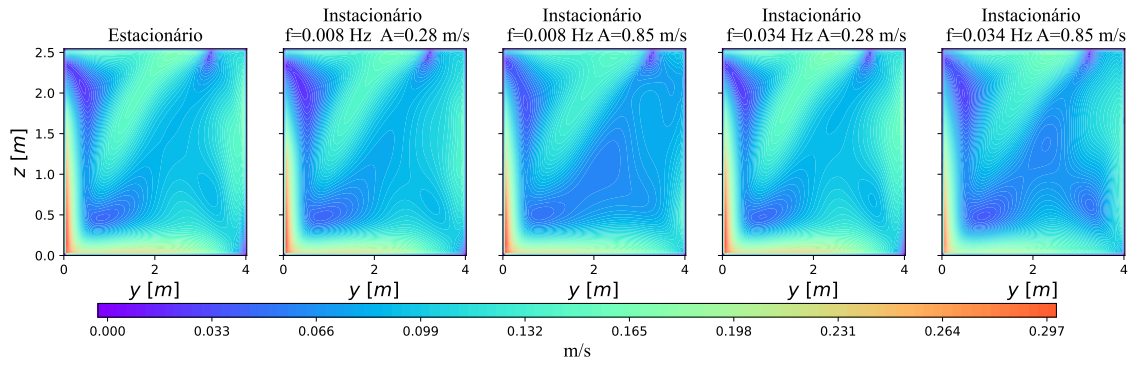
(e)  $x = 1.1$  m.



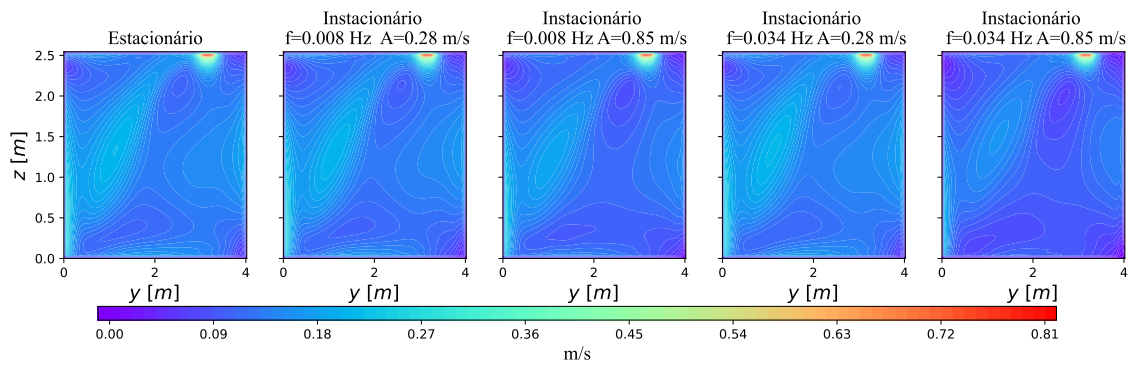
(f)  $x = 1.5$  m.



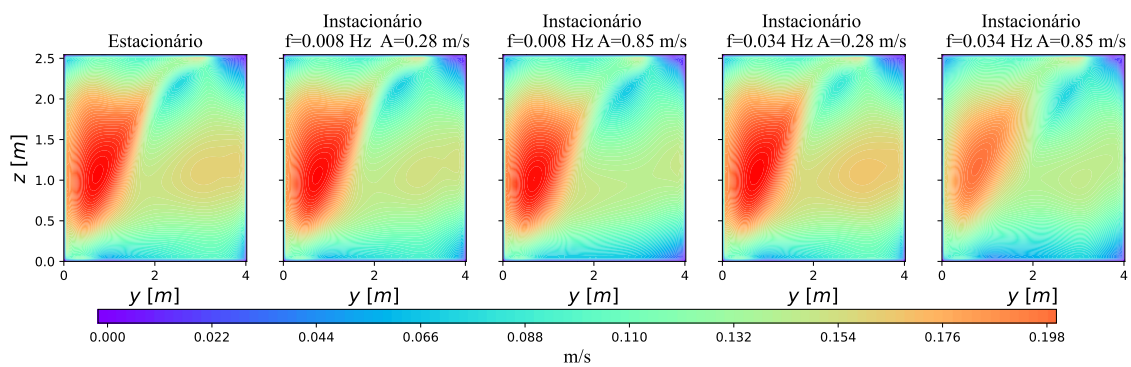
(g)  $x = 1.9$  m.



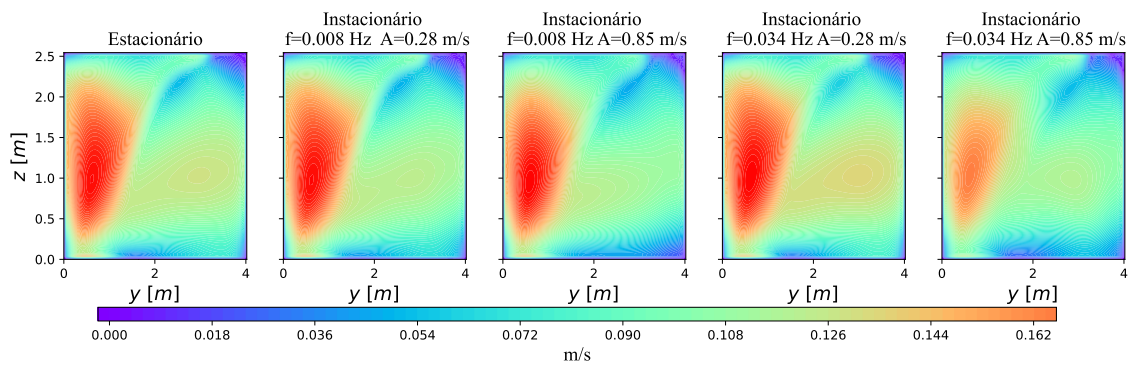
(h)  $x = 2.3$  m.



(i)  $x = 2.7$  m.



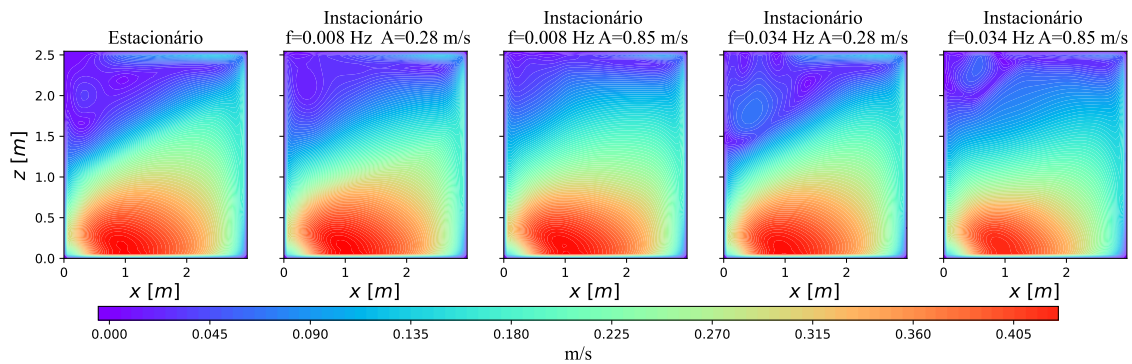
(j)  $x = 2.88$  m.



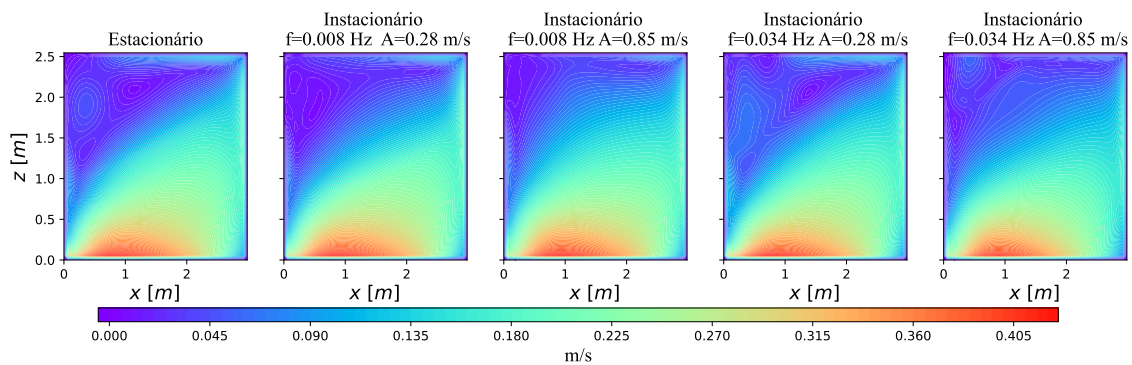
(k)  $x = 2.96$  m.

Figura C.16 – Contornos da magnitude da velocidade para plano  $yz$  com caudal médio igual ao  $Q_{\min}$ , para regime estacionário e instacionários.

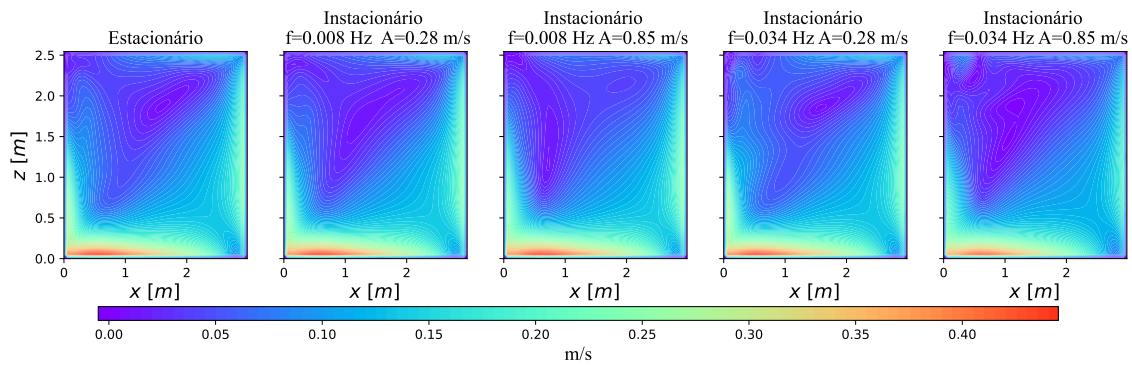
### C.15 Caso de estudo da SATEC - Contornos da magnitude da velocidade para plano $xz$ com caudal médio igual ao $Q_{\min}$ , para regime estacionário e instacionários



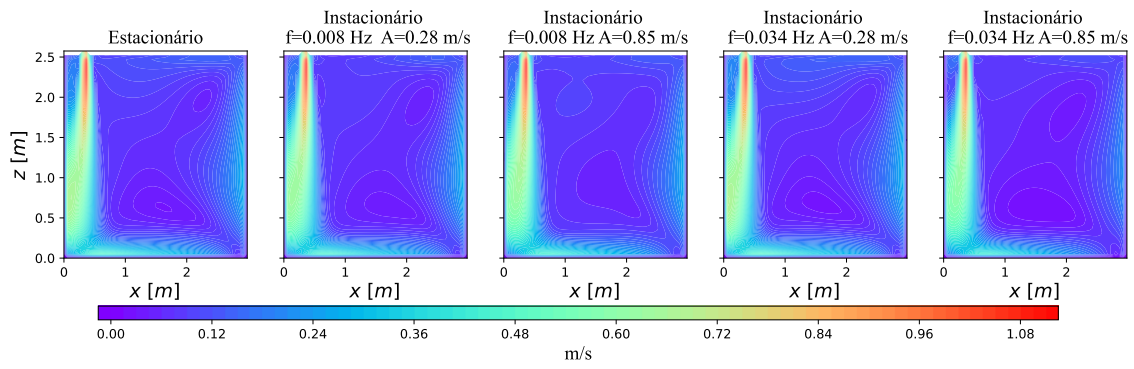
(a)  $y = 0.035$  m.



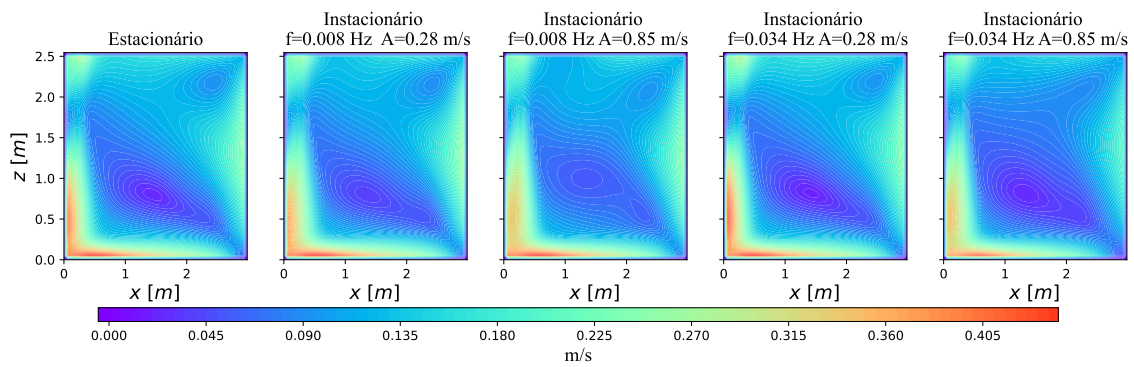
(b)  $y = 0.12$  m.



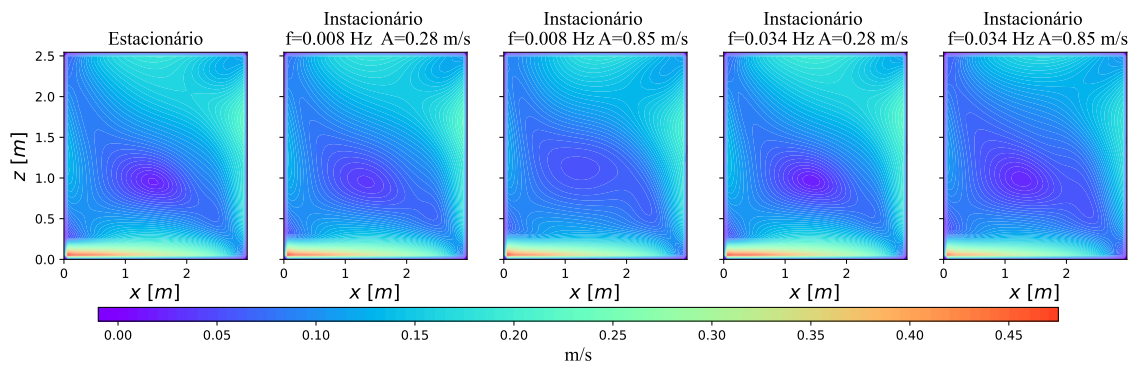
(c)  $y = 0.3$  m.



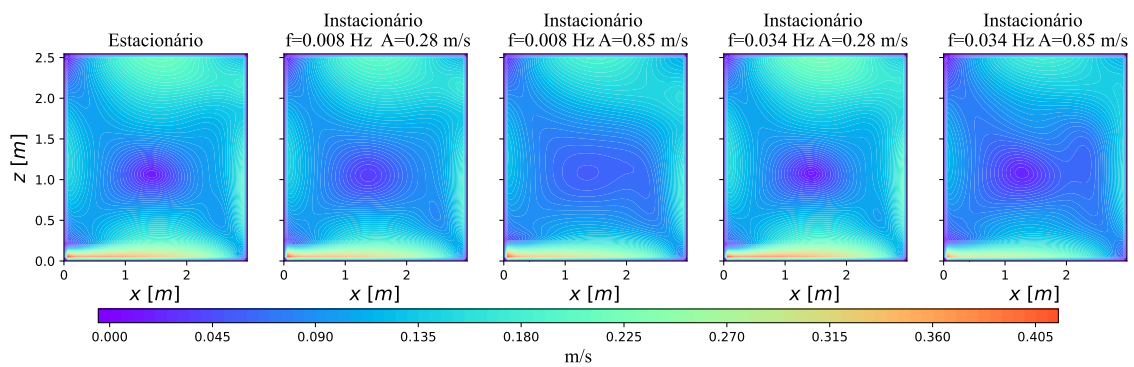
(d)  $y = 0.7$  m.



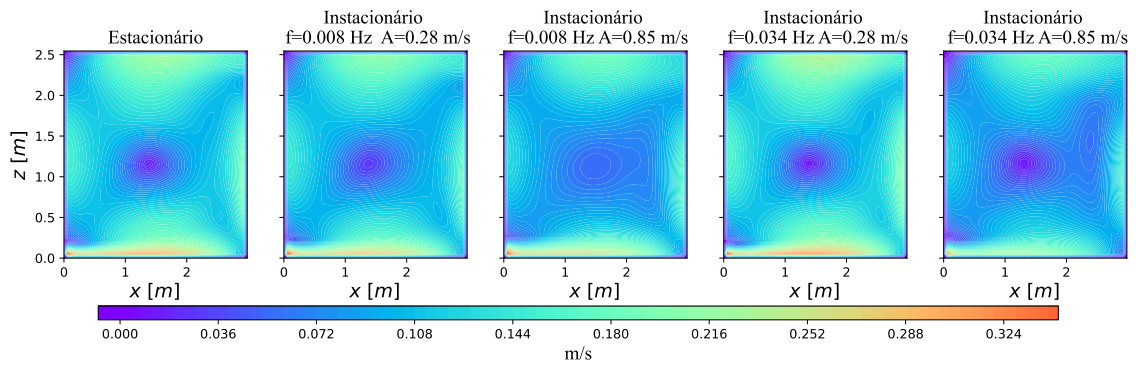
(e)  $y = 1.13$  m.



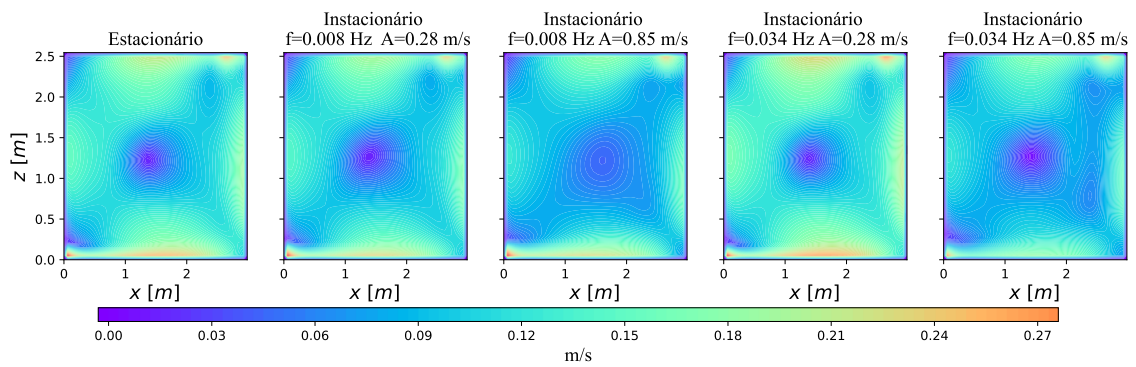
(f)  $y = 1.57$  m.



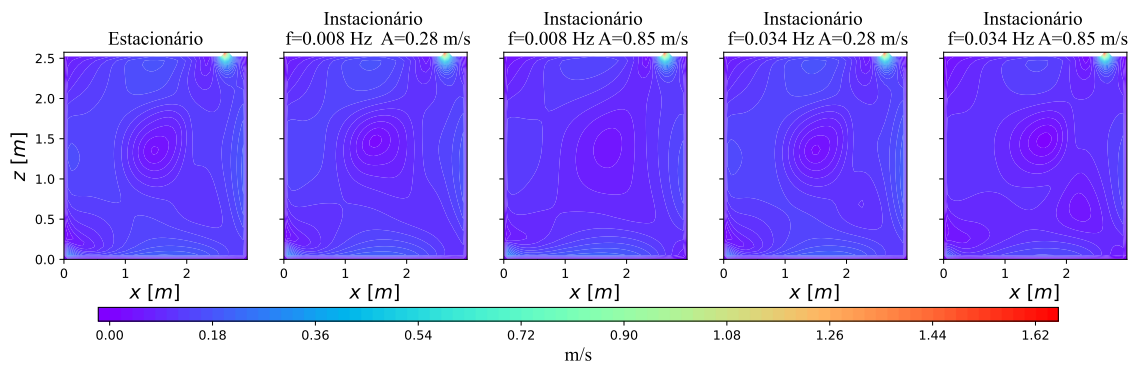
(g)  $y = 2.0$  m.



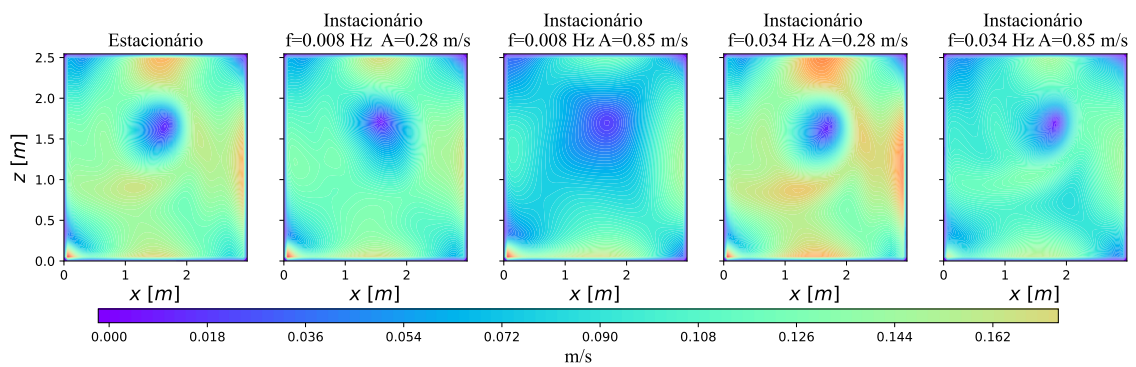
(h)  $y = 2.43$  m.



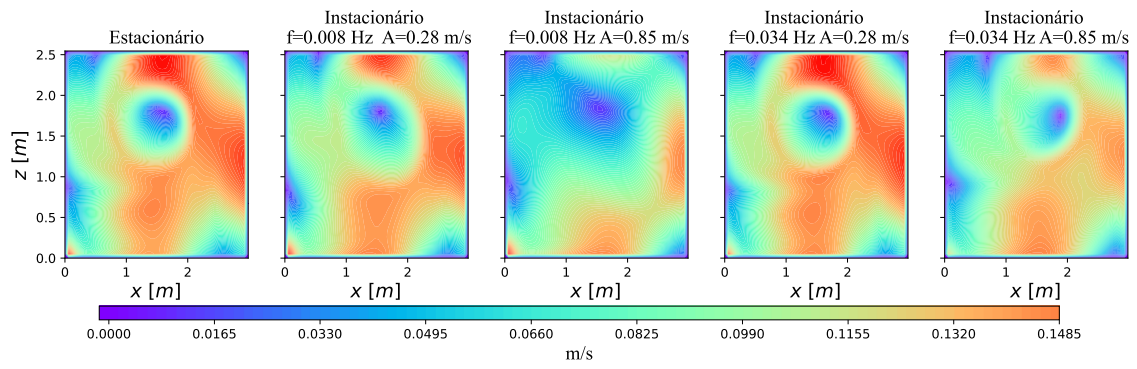
(i)  $y = 2.87$  m.



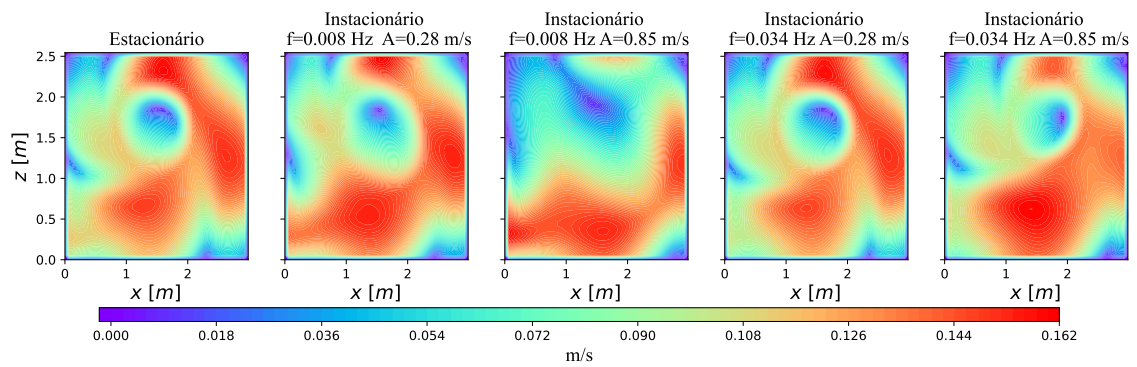
(j)  $y = 3.3$  m.



(k)  $y = 3.7$  m.



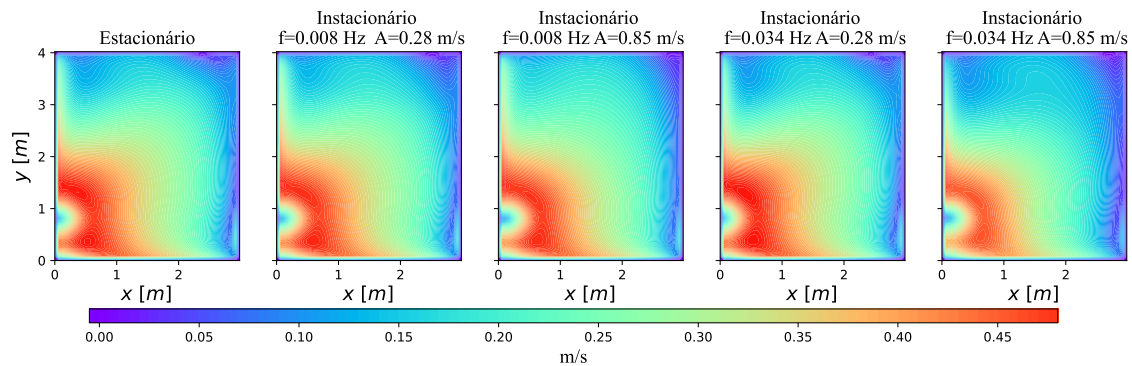
(l)  $y = 3.88$  m.



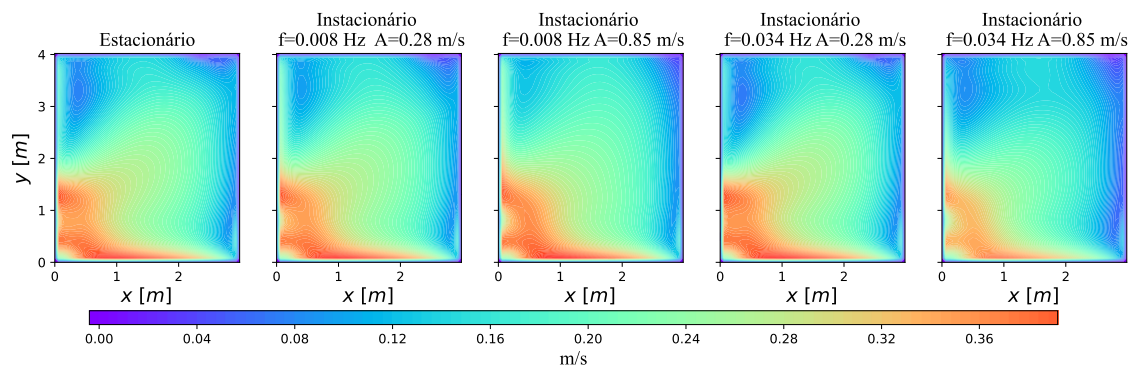
(m)  $y = 3.96$  m.

Figura C.17 – Contornos da magnitude da velocidade para plano  $xz$  com caudal médio igual ao  $Q_{\min}$ , para regime estacionário e instacionários.

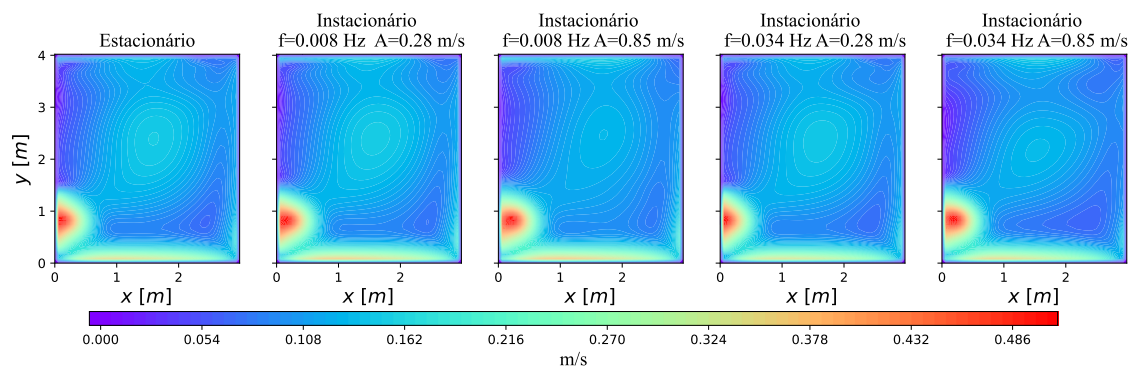
### C.16 Caso de estudo da SATEC - Contornos da magnitude da velocidade para plano $xy$ com caudal médio igual ao $Q_{\min}$ , para regime estacionário e instacionários



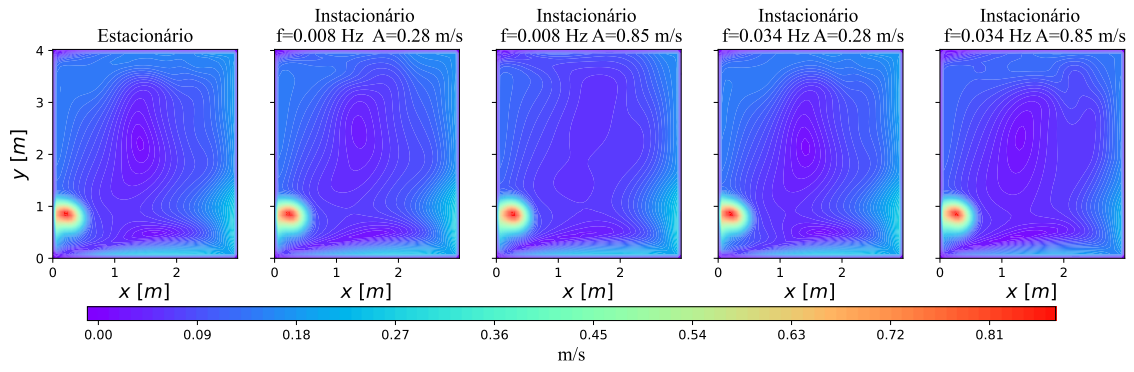
(a)  $z = 0.035$  m.



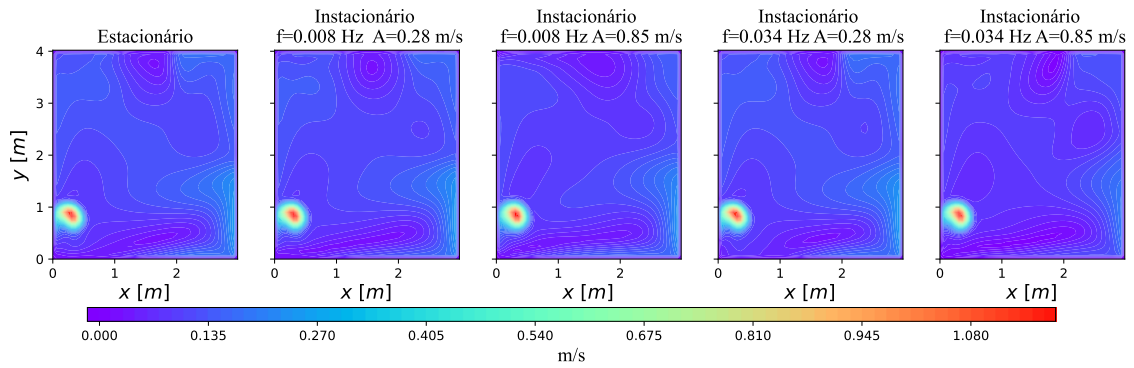
(b)  $z = 0.12$  m.



(c)  $y = 0.3$  m.



(d)  $z = 1.1$  m.



(e)  $z = 1.7$  m.

Figura C.18 – Contornos da magnitude da velocidade para plano  $xy$  com caudal médio igual ao  $Q_{\min}$ , para regime estacionário e instacionários.

